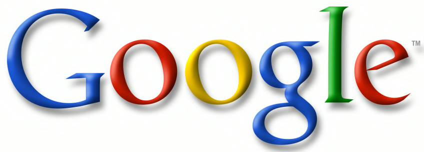


LEITFADEN

ZUM GEBRAUCHE BEIM

Entwerfen der Maschinenelemente.



HOLZMINDEN.
C. C. Müller'sche Buchhandlung.

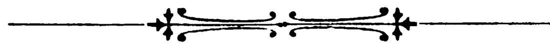
~~[illegible]~~ [illegible] 11-4-05

LEITFADEN

ZUM GEBRAUCH BEIM

ENTWERFEN DER MASCHINENELEMENTE.

MIT 50 SKIZZENTAFELN.



ELEMENTAR BEHANDELT UND LEICHT FASSLICH ZUSAMMENGESTELLT

VON

F. HAUTSCH,

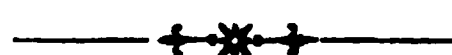
MASCHINENINGENIEUR UND LEHRER.

ZWEITE, UMGEARBEITETE UND ERWEITERTE AUFLAGE.

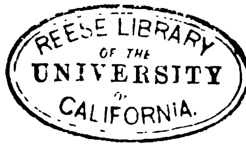


HOLZMINDEN.
C. C. MÜLLER'SCHE BUCHHANDLUNG.
1889.

Inhaltsverzeichnis.







Die Maschinenelemente.

Die in nachstehenden Abteilungen angegebenen Grössenverhältnisse sind teils die aus der Theorie entstandenen Original-Formeln, teils beruhen sie auf wissenschaftlicher Grundlage und praktischen Erfahrungsresultaten und teils sind es Dimensionen, welche mit Rücksicht auf das Herstellungsmaterial, auf die Form, die Bearbeitung, auf den event. eintretenden Verschleiss, die Montage, die notwendige Sicherheit des Betriebes und auf die Sicherheit gegen Unfälle, geboten erscheinen. Bei allen Abmessungen ist als Längeneinheit das Millimeter zu Grunde gelegt, und es ergeben demzufolge die Formeln die Resultate in Millimetern.

I. Abteilung.

Schrauben, Muttersicherungen und Schraubenschlüssel.

Die Schraube ist dasjenige Element, welches am häufigsten im Maschinenbau Anwendung findet. Der verschiedenen Anwendungsweise entsprechend unterscheidet man

a) Befestigungsschrauben,
b) Bewegungsschrauben,
c) Pressschrauben.

Besteht das Gewinde einer Schraube nur aus einem gewundenen Körper, (einer Grundspirale) so heisst die Schraube eingängig oder einfach, besteht dasselbe aus zwei oder mehreren parallelen Schraubenlinien, so wird die Schraube zwei-, drei-, vier- etc. gängig genannt.

Je nachdem das Gewinde von links nach rechts oder umgekehrt aufsteigt, heisst dasselbe rechtes oder linkes Gewinde.

a) Befestigungsschrauben.

Scharfgängiges Gewinde mit dreieckigem Querschnitt.

Bezeichnet:

P in kg die in der Achsenrichtung der Schraube wirkende Kraft,
d in mm den äusseren Durchmesser (Durchmesser des Rundeisens) der Schraube,
d_1 in mm den inneren Durchmesser oder Kerndurchmesser,
s die Ganghöhe resp. Steigung des Gewindes in mm,
t die wirkliche Gangtiefe des Gewindes in mm,
t_0 die theoretische desselben in mm,
n die Anzahl der Gewindegänge auf der Bolzenlänge von 1 Zoll engl.,
h in mm die Mutterhöhe } bei bearbeiteten Muttern,
D in mm die Schlüsselweite } bei bearbeiteten Muttern,

D_3 in mm Schlüsselweite bei unbearbeiteten Muttern,
D_2 in mm Schlüsselweite des Schraubenkopfes,
h_1 in mm die Schraubenkopfhöhe,
δ in mm die Dicke der Unterlegscheibe,
D_1 in mm Durchmesser der Unterlegscheibe,
so nehme man:

$$d = 1{,}4 + 0{,}75 \sqrt{P} \quad \ldots\ldots 1$$

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= 0{,}9\, d - 1{,}3 \\ \text{oder } d_1 &= 0{,}67 \sqrt{P} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 2$$

$$P = 2{,}2\, d_1^2 \quad \ldots\ldots 3$$

$$\left.\begin{aligned} s &= 2 + 0{,}09\, d \\ \text{oder nach Whitworth } s &= 1 + 0{,}08\, d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 4$$

$$t = 0{,}64\, s = 0{,}64 \frac{1}{n} \quad \ldots\ldots 5$$

$$t_0 = 0{,}96\, s \quad \ldots\ldots 6$$

Für schmiedeeiserne Bolzen und schmiedeeiserne Muttern $h = d$
oder $h = {}^2/_3\, D$
Für Bronzemuttern $h = 2\, d$
„ Gusseisenmuttern h grösser als $2\, d$. 7

Lässt sich eine so hohe Mutter nicht anordnen, so muss der Durchmesser der Schraube der zulässigen Mutterhöhe entsprechend vermehrt werden.

$$\left.\begin{aligned} \text{Die Schlüsselweite } D &= 5 + 1{,}4\, d \\ \text{„ „ } D_3 &= 7 + 1{,}45 d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 8$$

Für den Fall, dass die direkte Unterlage der Mutter Holz sein würde, nimmt man den Durchmesser der Unterlegscheibe $D_1 = 3\, d$ 9

Die Stärke derselben ist mit Rücksicht darauf zu bestimmen, dass sich die Scheibe nicht durchbiegt.

Man nimmt für gewöhnlich $D_1 = {}^4/_3\, D$ 10

$$\left.\begin{aligned} \text{und } \delta &= 0{,}06\, D + 1{,}5 \\ \text{oder } \delta &= \frac{D}{10} \\ \text{oder } \delta &= {}^1/_8\, d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 11$$

$$D_2 = D \quad \ldots\ldots 12$$

$$\left.\begin{aligned} h_1 &= {}^4/_9\, D \\ \text{oder } h_1 &= 0{,}7\, d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 13$$

Der Spitzenwinkel der Dreiecksquerschnitte der Gewindegänge beträgt beim Whitworthschen System 55° und es werden die einzelnen Gänge ausserdem innen und aussen abgerundet um ${}^1/_6\, t_0$, siehe Fig. 1. Tafel. 1. Beim Seller'schen System Figur 2 beträgt der Spitzenwinkel 60° und das Gewinde wird innen und aussen um ${}^1/_8\, t_0$ geradlinig abgestumpft. Für das Sellersche (amerikanische) System hat man:

$$\left.\begin{aligned} s &= 1{,}208 \sqrt{d + 16} - 4{,}43 \\ d_1 &= d - 1{,}57 \sqrt{d + 16} + 5{,}75 \\ D &= 3{,}17 + 1{,}5\, d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 14$$

b) Bewegungsschrauben.

Flachgängiges Gewinde mit quadratischem Querschnitt siehe Figur 3, Tafel 1.

Man nehme:

$$s = 2 + 0{,}09\, d \quad \ldots\ldots 15$$

$$t = {}^1/_2\, s \quad \ldots\ldots 16$$

$$d = 2{,}2 + 0{,}75 \sqrt{P} \quad \ldots\ldots 17$$

h, h_1, D, D_1, D_2, δ wie beim scharfgängigen Gewinde.

Gewinde mit trapez- und halbkreisförmigem (runden) Querschnitt.
Fig. 4 und Figur 5. Tafel 1.
Die Dimensionen sind wie beim scharfgängigen Gewinde.

c) Pressschrauben.

Pressschrauben sind solche Schrauben, welche benutzt werden, um gegen einen Körper zeitweise einen Druck auszuüben, (z. B. bei Pressen, zum Zusammendrücken von Walzen) das Gewinde ist flachgängig wie bei den Bewegungsschrauben.

Bezeichnet P in kg den Druck in der Richtung der Schraubenachse,
d in mm den äusseren Durchmesser der Schraube,
d_1 „ „ „ Kerndurchmesser „ „ ,
s „ „ die Ganghöhe,
so ist

$$\left.\begin{aligned} P &= 4{,}71\, d_1 \\ d_1 &= 0{,}46 \sqrt{P} \\ s &= \tfrac{1}{4}\, d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 18$$

Schraubentabelle nach Whitworth.

№	Durchmesser der Schraube in engl. Zollen	Durchmesser der Schraube in mm	Anzahl der Gewindegänge auf 1 Zoll engl.	Anzahl der Gewindegänge auf den Durchmesser	Kern-Durchmesser in engl. Zoll	Kern-Durchmesser in mm	Zulässige Belastung in kg	Höhe der Mutter und Durchmesser des Bolzens in mm abgerundet	Durchmesser der Mutter oder des dem Kopfe einbeschriebenen Kreises	Durchmesser des der Mutter umschriebenen Kreises	Höhe des Kopfes	Durchmesser der Unterlegscheibe	Dicke der Unterlegscheibe
1	1/4	6,35	20	5	0,18	4,72	48	7	15	17,5	5	20	1,5
2	5/16	7,94	18	5 5/8	0,24	6,09	81	8	16	18,5	6	21	1,5
3	3/8	9,52	16	6	0,29	7,36	118	10	19	22	7	25	2
4	7/16	11,11	14	6 1/8	0,34	8,64	164	12	22	25,5	8	29	2
5	1/2	12,70	12	6	0,39	9,91	215	13	24	28	9	32	2,5
6	5/8	15,87	11	6 7/8	0,41	12,92	470	16	27	31	11	35	3
7	3/4	19,05	10	7 1/2	0,62	15,74	542	20	33	38	14	43	4
8	7/8	22,22	9	7 7/8	0,73	18,54	752	23	38	44	16	50	4
9	1	25,40	8	8	0,84	21,33	998	26	42	48,5	18	55	4
10	1 1/8	28,57	7	7 7/8	0,94	23,87	1250	29	45	52	20	58	4
11	1 1/4	31,75	7	8 3/4	1,06	26,92	1590	32	50	58	22	65	5
12	1 3/8	34,92	6	8 1/4	1,16	29,46	1900	35	54	62,5	24	70	5
13	1 1/2	38,10	6	9	1,29	32,68	2350	39	60	69,5	27	78	6
14	1 5/8	41,27	5	8 1/8	1,37	35,28	2740	42	64	74	29	84	6
15	1 3/4	44,45	5	8 3/4	1,49	37,84	3140	45	68	78,5	32	78	7
16	1 7/8	47,62	4 1/2	8 7/16	1,59	40,38	3590	48	72	83	34	93	7
17	2	50,82	4 1/2	9	1,71	43,43	4140	51	76	88	36	98	8
18	2 1/4	57,15	4	9	1,93	49,02	5280	58	85	97,5	40	110	9
19	2 1/2	63,50	4	10	2,18	55,37	6750	64	94	109	45	121	9
20	2 3/4	69,85	3 1/2	9 5/8	2,38	60,45	8030	70	103	119	49	134	10
21	3	76,20	3 1/2	10 1/2	2,63	66,80	9820	77	112	130	54	145	12

Schraubenmutter und Schraubenkopf.

Man pflegt eine oder beide Endflächen der Mutter abzustumpfen und zwar entweder nach einem Kegel oder nach einer Kugel; auch die Endfläche des Schraubenkopfes

wird in derselben Weise abgestumpft. Die Figuren 6 und 7, Tafel 1 zeigen diese Konstruktionen der Mutter und des Kopfes. Die Unterlegscheibe wird abgerundet, abgeschrägt oder mit einer Hohlkehle versehen.

Verschiedene Konstruktionen von Befestigungsschrauben.

Die Figur 8 zeigt die Anwendung eines Schraubenbolzens ohne Kopf. Um eine Drehung des Schraubenbolzens beim Anziehen der Mutter zu verhindern, sofern dies nicht durch einen Schraubenschlüssel, der am Kopf angreift, bewerkstelligt werden kann, versieht man den Bolzen mit einem sog. Kopfhalter, in Form von Ansätzen mit quadratischem Querschnitt, einfacher und doppelter Nasen und eingebohrtem Stifte. Konstruktionen dieser Art zeigen die Figuren 9, 10, 12 und 13, Tafel 1, wobei D die Schlüsselweite bezeichnet. Die Figur 11 zeigt eine Stiftschraube; die Länge h ist beim Einschrauben in Guss $h \geq 1{,}5\ D$ und in Schmiedeeisen $h = D$ bis $4/3\ D$ zu nehmen. Diese Verhältnisse sind auch bei der Kopfschraube Figur 3 Tafel 2 zu verwenden.

Die Figur 4 Tafel 2 zeigt eine mit rechteckigem Kopfe versehene Schraube, welcher behufs Verbindung zweier Teile seitlich eingelegt ist. Eine Oehrschraube, welche oft bei Stopfbüchsen Verwendung findet, zeigt die Figur 5. Die Anwendung eines Kopfes umgeht man durch Verwendung eines Keiles siehe Figur 6. Die Dimension h ist gleich 1,2 d und $h_1 = 0{,}9\ d$ zu wählen. Die Figur 7 zeigt eine Schraube mit Zwischenkopf zum Verbinden dreier Stücke; der Zwischenkopf wird rund oder vierseitig gemacht. D ist gleich der zugehörigen Schlüsselweite. Die Figuren 8 und 9, Tafel 2 zeigen s. g. Stehbolzen zur Versteifung resp. Verbindung zweier Wände von gleicher oder verschiedener Wandstärke.

Zu Maschinen-Fundamentplatten etc., welche keinen besondern Erschütterungen ausgesetzt sind, dient die Stein — oder Eingussschraube Figur 2 Tafel 2. Die Befestigung erfolgt durch eisernen Beilagen und nachheriges Ausgiessen mit Zement oder Schwefel. Gegenüber grösserer Kräfte geht dieser Eingussschraube die Eigenschaft ab, eine sichere Verbindung zu sein. In solchen Fällen und dort wo das Fundament befahrbare Kanäle besitzen soll, werden Ankerschrauben mit gusseiserner Druckplatte siehe Figur 1 Tafel 2 angewendet.

Für einen Anker mit Kopf dient die Druckplatte Figur 10 Tafel 2. Der Anker wird von oben eingesenkt und dann um 90° gedreht, so dass sich der Kopf in die vorhandenen Schlitze legt.

Mutter- oder Schraubensicherungen.

Die Mutter- oder Schraubensicherungen werden bei Schrauben an denjenigen Maschinenteilen angewendet, welche heftigen Erschütterungen und Stössen ausgesetzt sind, so dass ein Loswerden und Zurückdrehen der Schraubenmutter zu befürchten ist. Muttersicherungen werden mittelst Gegenmutter, mittelst Schliesstift oder Splint, mittelst eines ueiles, eines Legeschlüssels, Zahnrädchen und Federklinke, Feder und Sperrklinke sowie Kdrch Klemmschrauben erreicht.

Die Gegenmutter macht man gewöhnlich niedriger als die Hauptmutter und setzt sie über diese, oder man macht beide Muttern gleich hoch.

Die Figuren 1 bis 7 Tafel 3 zeigen Muttersicherungen. Die Figur 3 zeigt die Dreyersche Schraubensicherung. Die gezahnte Unterlagscheibe a greift mit Nasen b in die Unterlage ein, so dass sie sich nicht drehen kann. Die Mutter wird fest aufgeschraubt, der Mutterring c übergestreift, so dass die Zähne aneinander vorbeigehen, alsdann Mutter samt Ring um die Zahnhöhe zurückgedreht und ein weiteres Lösen derselben wird nun durch die Zähne unmöglich. Die Sicherung durch Klemmschraube, siehe Figur 6 und 6a. Tafel 3, ist eine vielfach angewandte.

Die kleine Klemmschraube ist eine gehärtete Stahlschraube.

Es betrage $i = 0,3\ d + 2$ 19

und $\triangle = 1,4\ i + 5$ ..... 20.

Schraubenschlüssel.

Die Schraubenschlüssel mittelst deren das Umdrehen oder Anziehen der Schraubenmuttern oder Schraubenköpfe bewirkt wird, bestehen aus zwei wesentlichen Teilen, dem Maule und dem Griffe. Das Maul ist derjenige Teil, mit welchem der Schlüssel den Kopf oder die Mutter anfasst und muss deshalb entsprechend geformt sein; der Griff erhält die Gestalt eines Hebels. Der Querschnitt desselben bei Herstellung aus Schmiedeeisen ist gewöhnlich rechteckig mit gebrochenen Kanten, oder elliptisch und muss die grössere Dimension desselben immer in die Ebene der Kraftrichtung, also rechtwinklich zur Schraubenachse fallen. Der Griff wird entweder überall gleich stark dimensioniert w. z. B. bei doppelmäuligen Schlüsseln, oder man lässt ihn am Maule stärker und nach dem Ende hin verjüngt auslaufen. Erhält der Griff einen kreisrunden Querschnitt, so fällt er gewöhnlich am Ende etwas stärker als am Maule aus, wie dies bei einmäuligen Schlüsseln oft der Fall ist. Das Maul erhält eine gabelförmige Gestalt. Einmäulige Schlüssel zeigen die Figuren 8 und 9 Tafel 3. Bei dem s. g. Doppelschlüssel, d. i. ein Schlüssel mit zwei Mäulern, steht die Mittellinie des einen Maules um 30° geneigt zur Achse des Schlüssels, während die Mittellinie des andern Maules einen Winkel von 60° mit der Schlüsselachse einschliesst. Durch diese Konstruktion wird ein Umdrehen der Schraubenmutter auch in sehr bewegtem Raume möglich sein, da die Drehung mit einem Maule sehr gering zu sein braucht, um mit den andern fortgesetzt werden zu können. Einen solchen Schlüssel zeigt die Figur 10 Tafel 3. Bei einmäuligen Schlüsseln fällt die Mittellinie des Maules meistenteils mit der Schlüsselachse zusammen.

Universalschraubenschlüssel nennt man solche, welche gleichzeitig für verschieden starke, vier- oder sechskantige Schraubenmuttern und Köpfe angewendet werden können. Das Princip derselben besteht darin, dass die Backen des Schlüsselmaules beliebig gegen einander verstellt werden hönnen.

II. Abteilung.

Schrauben - Verbindungen.

Die Verbindung zweier Maschinenbestandteile durch Schrauben kann je nach der Gestalt der Verbindungsstücke und den Anforderungen, welche an die Verschraubung gestellt werden, eine verschiedene Gestalt erhalten; eine Verschraubung, welche gegen seitliche Verschiebung geschützt ist, zeigt die Figur 1 Tafel 4. Diese Verbindung ist sehr zweckmässig, da sie durch die Einlagescheibe, welche gewöhnlich aus Schmiedeeisen und abgedreht, bei grösseren Ausführungen auch aus Gusseisen hergestellt werden kann, gegen jedwede seitliche Verschiebung geschützt ist.

Figur 2 zeigt eine ankerförmige Verbindung, welche gegen Verschiebung nach allen Richtungen hin gesichert ist. Beide Verbindungen werden sehr häufig zur Verbindung der Wasserradarme mit dem Kranze benutzt.

Hierbei ist $d = 0,75\ \delta + 7$ 1

$e = 0,1\ \delta + 1$ 2

Zur Herstellung gusseiserner Gefässe findet die Flanschenverschraubung vielfache Verwendung. Die Figur 5 zeigt eine Schraubenverbindung gusseiserner Gefässe, die Figur 4 eine Verschraubung von Dampfcylinderdeckeln. Die Bestimmung der Dimensionen siehe unter Dampfcylinder Abteilung V. Die Figur 3 Tafel 4 zeigt eine Verschraubung, welche bei der Verbindung des Kranzes der Schwungräder vorkommt.

III. Abteilung.

Keil-Verbindungen.

Keilverbindungen werden da angewendet, wo ein zeitweises Lösen der zu verbindenden Teile erforderlich ist. Die einfachste Keilverbindung, Figur 1 Tafel 5 besteht aus mindestens drei Teilen, nämlich aus den zwei zu verbindenden Konstruktionsteilen und dem Keile. Dieser wird entweder aus Stahl oder aus Schmiedeeisen angefertigt. Bei Anfertigung desselben aus Stahl kann man die Dimensionen der Höhe und Breite desselben auf das 0,8 fache verringern. Den Anzug des Keiles rechne man $^1/_{20}$ der Länge. Hat der Keil zweiseitigen Anzug, so nehme man die Summe bei der $= {}^1/_{20}$. Die Stärke d der zu verbindenden Schmiedeeisenstange bestimmt sich in ihren Durchmesser durch die betreffende Zugbeanspruchung.

Man nehme für $s = \frac{d_1}{4}$ 1

$h_1 = {}^7/_4\, d$ oder ${}^4/_3\, d_1$ 2

$h_3 = h = {}^2/_3\, h_1$ bis ${}^3/_4\, h_1$ 3

$h_2 = \frac{d_1}{2}$ 4

Eine zweckmässige Schiftung (Stangenschloss) für Pumpengestänge zeigt die Figur 2, wobei d den Durchmesser der Stange bedeutet. Figur 3, Tafel 5 zeigt eine Keilverbindung der Excenterstange mit der Hülse des Excenterbügels hierbei wird der etwaigen Längenveränderung durch Herstellung, Montage oder Abnutzung Rechnung getragen. Die Figur 4 zeigt die Verbindung der Kranzsectoren eines Schwungrades mittelst Keilen. Die ebene schmiedeiserne Platte wird in entsprechende Aussparungen im Schwungkranze eingepasst und durch Querkeile mit dem Kranze verbunden.

Eine Verbindung von Spannstangen, welche bei Dachkonstruktionen häufig vorkommt, giebt die Figur 5 Tafel 5. Die Verbinduug von stangenförmigen Armen der Wasserräder mit der Armhülse der Nabe zeigt die Figur 6.

IV. Abteilung.

Die Nieten und Nietenverbindungen.

Das Material der Nieten ist Schmiedeisen oder Stahl, selten Kupfer und Messing. Man unterscheidet:

1) **Festigkeits- oder Kraftnietungen.**
2) **Kessel- oder Dichtigkeitsnietungen.**

Die Blechstärke s bestimmt man je nach der Beanspruchung der Blechkonstruktionen nach der Festigkeitslehre resp. nach den hieraus sich resultierenden Formeln derselben.

Verschiedene Nietformen zeigen die Figuren 7 bis 10, Tafel 5 und Figur 1, Tafel 6.

Zur Bildung des Nietkopfes ist eine Schaftlänge von 1,4 d bis 1,7 d, wenn d den Durchmesser des Nietbolzens bezeichnet, nötig.

Der Nietdurchmesser lässt sich in der Regel bestimmen nach der Formel:

$$d = \frac{36\, s}{9 + s} \quad \text{....... 1}$$

worin s die Blechdicke bezeichnet.

Der Niet Figur 7 mit geschelltem Kopf eignet sich für feste Verbindungen, als Blechträger, Brücken, Dachstühle etc. Beide Köpfe werden kugelig gewölbt.

Figur 8 zeigt eine Nietform mit geschelltem Kopf für feste und dichte Verbindung wie z. B. für hydraulische und pneumatische Gefässe, Gasometer, Dampfkessel etc.

Der Kopf hat eine breitere Auflage und die Kanten des Kopfes sind schärfer, daher ein besseres, durch das Verstemmen hervorgerufenes Schliessen möglich ist. Die anderen Nietformen dienen eigentlich nur speciellen Zwecken besonderen Füllen; so z. B. ist der Nietkopf Figur 9 ein solcher, welcher ohne Schell- oder Setzhammer, sondern mit Hand- und Zuschlaghammer angefertigt wird. Die Nietkopf Figur 10 findet Anwendung, wo kein Teil des Nietes vorstehen darf; vorzugsweise bei der Vernietung von Schiffsplatten. Es bieten diese Nieten dieselbe Festigkeit als die Niete nach Figur 9 und besitzen noch die Eigenschaft dicht zu schliessen. Figur 1 Tafel 6 zeigt einen eigentümlichen Niet nach v. Reiche. Einen solchen Niet erhält man beim Einziehen von Nieten in Bleche, welche durch Stempel gelocht sind und die Oeffnung der Stempelunterlage der Lochmaschine grösser ist als der Stempeldurchmesser. Bezüglich der Nietung unterscheidet man einfache und mehrfache Nietungen, je nachdem eine oder mehrere Nietreihen in der Richtung der Nietnaht vorkommen. Eine einfache Nietung zeigt Figur 2, Tafel 6, eine zweifache zeigen die Figuren 5 und 6.

1. Festigkeitsnietungen.

Bezeichnet s in Millimetern die Blechstärke,
d „ „ der Durchmesser des Nietbolzens,
a „ „ der Abstand zweier benachbarter Nieten einer Nietreihe,
b „ „ die Breite des Blechrandes (von Mitte des Nietes bis Blechrand),
x „ „ das Festigkeitsverhältnis der Naht zum ungeschwächten Bleche,

so hat man

1) **Bei einfacher Ueberblattungsnaht.** Figur 2, Tafel 6 wenn:

$$\left.\begin{array}{l} d = 2\,s = 2{,}5\,s = 3\,s \\ a = 4{,}51\,s = 6{,}42\,s = 8{,}65\,s \\ b = 1{,}5\,d = 1{,}5\,d = 1{,}5\,d \\ x = 0{,}56 = 0{,}61 = 0{,}65 \end{array}\right\} \ldots\ldots 2$$

2) **Bei doppelter Ueberblattungsnaht.** Figur 5 und 6 wenn:

$$\left.\begin{array}{l} d = 2\,s = 2{,}5\,s = 3\,s \\ a = 7{,}03\,s = 10{,}35\,s = 14{,}31\,s \\ b = 1{,}5\,d = 1{,}5\,d = 1{,}5\,d \\ x = 0{,}72 = 0{,}76 = 0{,}79 \end{array}\right\} \ldots\ldots 3$$

3) **Bei einseitiger Laschennietung.** Figur 7, siehe die Angaben über Figur 2. Einseitige Laschennietung mit doppelter Nietreihe zeigt die Figur 4. Hierfür ist zu nehmen:

$$\left.\begin{array}{l} d = 1{,}5\,s + 4 \\ b = 1{,}5\,d \\ a = 3\,d + 20 \\ c = 2\,d \\ e = 1:3 \text{ bis } 1:4 \end{array}\right\} \ldots\ldots 4$$

4) **Bei zweiseitiger Laschennietung** (einreihig). Figur 8 wenn:

$$\left.\begin{array}{l} d = 2\,s = 2{,}5\,s = 3\,s \\ a = 7{,}05\,s = 10{,}35\,s = 14{,}31\,s \\ b = 3{,}14\,s = 4{,}91\,s = 7{,}07\,s \\ x = 0{,}72 = 0{,}76 = 0{,}79 \end{array}\right\} \ldots\ldots 5$$

Versetzt man die Nieten wie in Figur 5, so wird der Abstand von Stossfuge bis Nietmitte = b.

5) **Bei zweiseitiger Laschennietung** (doppelreihig). Figur 9 wenn:

$$\left.\begin{array}{l} d = 2\,s = 2{,}5\,s = 3\,s \\ a = 12{,}05\,s = 18{,}21\,s = 25{,}62\,s \\ b = 3{,}14\,s = 4{,}91\,s = 7{,}07\,s \\ x = 0{,}83 = 0{,}86 = 0{,}9 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots 6$$

2) Dichtigkeits- oder Kesselnietungen.

Werden nur die in Klammer gesetzten Bezeichnungen der Figuren 2 und 7 (hierbei die Nieten in der Entfernung a versetzt) und die Figur 9 beachtet, so hat man nach Lemaître zu nehmen:

$$\left.\begin{array}{l} d = 4 + 1{,}5\,s \\ a = 10 + 2\,d \\ b = 1{,}5\,d \\ a_1 = 20 + 3\,d \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots 7$$

Figur 10, Tafel 6 zeigt den Stoss zweier Schüsse eines Kesselmantels. Eine Eckbildung mittelst Winkeleisen zeigt Figur 11.

V. Abteilung.

Röhren und Röhrenverbindungen, Pumpen-, Press- und Dampfcylinder.

a) **Röhren.** Sie werden gefertigt aus: Gusseisen, Schmiedeeisen, Blei (Zinn) Kupfer, Messing, Holz, Stein, Zement etc. Im Maschinenbau kommen jedoch meist nur die metallenen Röhren in Betracht. Man unterscheidet in bezug auf die Verbindungen der Röhren, Flanschen- und Muffenröhren-Verbindungen.

1) F l a n s c h e n r ö h r e n. Hier werden die Stirnflächen der Rohre aufeinandergepresst vermittelst Schrauben. Die Stirnflächen werden jedoch in Rücksicht auf Arbeitsersparnis mit s. g. Arbeitsleisten versehen, in deren bearbeiteten Flächen 2 ÷ 3 Nuten — zur sicheren Festhaltung der Dichtungsscheiben — eingedreht werden. Als Dichtungs-Zwischenlage verwendet man: Gummi, Hanfzöpfe oder Bindfäden mit Menning bestrichen, Bleischeiben, leinölgetränkte Pappe und Asbestpappe und in neuerer Zeit Stahldraht-Verdichtungsringe (Patent Flöring). Im allgemeinen soll die Stärke der Dichtungsscheiben 2 mm nicht überschreiten. Flanschenverbindungen gusseiserner Röhren zeigen die Figuren 1, 3 und 6 Tafel 7.

Nach Figur 1, Tafel 7 bezeichne:
- d den lichten Rohrdurchmesser,
- s die Flanschendicke,
- e die Wandstärke der Röhren,
- i die Anzahl der Verbindungsschrauben,
- δ die Schraubenstärke in engl. Zollen,
- δ_1 den Durchmesser der Schraubenlöcher,
- d_2 den Durchmesser der Flanschen,
- d_1 den Schraubenlochkreisdurchmesser der Flanschen,
- b die Breite der Arbeits- oder Dichtungsleisten, so ist, wenn n in Atmosphären den innern resp. äussern Druck bedeutet, für gusseiserne stehend gegossene Röhren:

$$e = 0{,}00167.\ n.\ d + 8 \quad \ldots\ldots\ldots 1$$

für liegend gegossene:

$$e = 0{,}002.\ n.\ d + 10 \quad \ldots\ldots\ldots 2$$

Die Anzahl der Verbindungsschrauben soll eine gerade sein und ihre Entfernung von einander in der Regel 160 mm nicht überschreiten. Der Schraubendurchmesser δ soll nicht unter 13 mm betragen (siehe Normaltabelle für Röhren etc.). Für den Durchmesser δ_1 der Schraubenlöcher nehme man etwa $\delta_1 = 1{,}1\ \delta$ 3

Zur Bestimmung der Flanschendicke s diene $s = {}^4|_5\ \delta$ 4

Unter der Annahme, dass die Entfernung zwischen Schraubenmutter und Rohrwandung $\frac{\delta}{4}$ betrage, ergiebt sich der Schraubenlochkreisdurchmesser $d_1 = d + 4{,}5\ \delta$ 5

Unter der Annahme, dass die Mutter um $\frac{\delta}{4}$ vom Flanschen-Umfange zurückstehe, ergiebt sich der Flanschendurchmesser $d_2 = d + 7\ \delta$ 6
und sind diese Werte entsprechend abzurunden.

Die Breite b der Dichtungs- oder Arbeitsleisten ergiebt sich $b = {}^3|_2\ \delta$ 7

Die Höhe dieser Leisten schwankt, je nach der Grösse des Rohrdurchmessers, zwischen 3 bis 6 mm, so dass $s_1 = s + 3$ bis $s + 6$ wird 8

Bezüglich der Figur 3 Tafel 7 hat man zu setzen

$$\left.\begin{aligned} \text{für } s &= 9 + 0{,}9\ e \\ e_1 &= \frac{e + s}{2} \\ l &= 26 + 1{,}8\ e \\ \text{Schraubenzahl} &= 3 + \frac{d}{50} \end{aligned}\right\} \quad \text{.......... 9}$$

Die Figur 6 zeigt das Universal-Rohrknie von Brown. Je nachdem man die Flanschen dreht, kann man den Kniewinkel beliebig ändern.

Die Länge L nehme man:

$$\left.\begin{aligned} &\text{bis zu } d = 100, && L = 17\ e \\ &\text{von } d = 110 \text{ bis } 120, && L = 22\ e \\ &\text{„ } d = 210 \text{ „ } 300, && L = 27\ e \\ &\text{„ } d = 310 \text{ „ } 400, && L = 32\ e \\ &\text{„ } d = 410 \text{ „ } 500, && L = 37\ e \end{aligned}\right\} \quad \text{.......... 10}$$

und $D = 2{,}15\ d$ 11

Ein Kugelgelenk zur Röhrenverbindung zeigt die Fig. 4 Taf. 7. Die beweglichen Verbindungsglieder werden aus zwei halbkugelförmigen Rohrenden gebildet, welche in einanderstecken und an ihren Enden Flanschen zum Verschrauben mit den zu verbindenden Röhren tragen. Die Gelenke gestatten eine Verdrehung der Achsen um einen Winkel von 28° nach jeder Richtung, also die Bewegung des einen Rohres auf der Oberfläche eines Kegels, dessen Scheitelwinkel 56° beträgt. Zur leichten Handhabung der ganzen Rohrverbindung sind am Flanschenumfang 4 Handhaben eingeschaltet. Eine wichtige Verwendung haben diese Gelenke bei Baggerarbeiten gefunden.

2) Muffenröhren. Für Dampfleitungen werden Muffenröhren nicht benützt, da die Art ihrer Dichtung (Blei- oder Eisenkitt) durch die abwechselnde Ausdehnung und Zusammenziehung der Dampfleitungsröhren stark leiden würden. Dagegen ist die Verbindung von Muffenröhren bei Gas- und Wasserleitungen allgemein gebräuchlich. Als Dichtungsmittel dienen teerimprägnierte Hanfseile, Thonringe und das Eingiessen von Blei, welches nach seiner Erstarrung verstemmt wird. Die Dimensionen der Muffenröhren beziehen sich auf das unter Flanschenröhren Gesagte, auf die Seite 11 stehende Normaltabelle und auf Figur 2 Tafel 7, wobei für

$$s_1 = \frac{8}{9}\ e \quad \text{.......... 12}$$

zu setzen ist. Die Dimensionen der Muffe sind Erfahrungswerte und durch die Bean-

spruchung beim Verstemmen bedingt. Bei Auswechselung von schadhaft gewordenen Röhren und für die Verwendung cylindrischer Rohrstücke ist es bequem, zwei cylindrische Röhrenenden verbinden zu können. Es geschieht dies durch doppelte Ueberschiebmuffen, wie die Fig. 9 erkennen lässt.

Gusseiserne Gas- und Wasserleitungsröhren überzieht man in der Regel mit Teer um sie vor Oxydation zu schützen.

Façonröhren benützt man bei Anschlüssen, Abzweigungen, Erweiterungen etc. an und von grösseren Rohrsträngen und haben diese je nach der Art ihres Anschlusses die verschiedensten Kurvenformen. Siehe Figur 12 und 13 Tafel 7, wobei

$$L = d + 100 \qquad 13$$

gerechnet wird.

3) Röhren von Schmiedeeisen (Stahl). (Siehe Figur 8, 10 und 11 Tafel 7.) Man unterscheidet hier je nach der Art und Weise der Herstellung gezogene, genietete, geschweisste und hart gelötete Röhren. Genietete Röhren ordnet man da an, wo die Grösse des Durchmessers die Ausführung in Gusseisen unmöglich macht. Bezeichnet n den Druck in Atmosphären, d den inneren Durchmesser des Rohres, so ist die Wandstärke

$$e = 3 + 0{,}0008\ n\ d \qquad 14$$

Der Schraubendurchmesser δ ergiebt sich aus den dabei auftretenden, wirkenden Kräften.

Geschweisste Röhren. Diese werden entweder stumpf an einander oder überlappt übereinander geschweisst. Letzte Herstellungsart ist in der Regel solider, da in diesem Falle eine grössere Schweissfläche vorhanden ist. Die gangbaren Dimensionen geschweisster Röhren (Gas- und Kesselröhren) sind in nachfolgender Tabelle zusammengestellt.

Gelötete Röhren. Diese sind nur zur Durchleitung von Luftarten verwendbar, weil die gelötete Rohrfuge niemals eine Festigkeit gegen grösseren inneren Druck erhält. Zum Löten gebraucht man Schnelllot (Blei, Zinn, Wismut), auch Hart- oder Schlaglot (Kupfer, Zink resp. Zinn und Nickel). Bei der Fignr 8 ist der schmiedeeiserne Flansch direkt mit dem Rohr verlötet. Die Figur 10 zeigt die Verbindung gezogener schmiedeeiserner Röhren für Gas- und Wasserleitungen mittelst Schraubenmuffe. In der Figur 10 sind zwei Dichtungsarten angegeben. Figur 11 zeigt die Verbindung genieteter, schmiedeeiserner Rohre durch aufgenietete schmiedeeiserne Flanschen.

4) Messing- und Kupferröhren. Diese werden entweder gezogen oder hartgelötet nnd kommen mit lichten Weiten in Durchmessern von 5 mm bis 150 mm vor. Die Verbindung der Kupferröhren geschieht meistens durch Umbördelung der Rohrenden, und durch Verschraubung resp. Zusammenpressung der Kupferbördel durch Eisenflanschen. (Siehe Figur 7 Tafel 7.) Werden Kupferröhren von grösseren lichten Weiten in Verbindung gebracht, so bedient man sich dazu Kupplungsteile aus Messing oder Bronze und benützt man in den meisten Fällen hierzu Ueberfall- oder Ueberwurfmuttern. (Siehe Figur 5 Tafel 7.)

5) Röhren von Blei (Zinn). Die grosse Verwendbarkeit dieser Röhren ist begründet in der Leichtigkeit, mit welcher sie sich biegen lassen. Röhren für Trinkwasserleitungen werden im Innern mit einem Zinnüberzug versehen, um das durchfliessende Wasser nicht bleihaltig zu machen. Die Verbindung der Bleiröhren geschieht durch Verlötung mit Zinn.

6) Röhren für hydraulische Pressen.

Innerer Durchmesser in mm 10, 13, 15, 17, 20.
Aeusserer „ „ „ 23, 29, 29, 29, 33.

7) Manometerröhren.

Aeusserer Durchmesser 9, 11 und 13 mm.

Normaltabelle für gusseiserne Flanschen- und Muffenröhren, Ventile, Hähne und Schieber.

Gemeinschaftlich aufgestellt von dem Verein deutscher Ingenieure und dem Vereine der Gas- und Wasserfachmänner Deutschland.

Lichter Durchmesser	Normal-Wandstärke für 6 bis 7 Atmosphären	Flanschenröhren: Flanschendurchmesser	Flanschendicke	Schraubenlochkreisdurchmesser	Schrauben: Anzahl	Schrauben: Stärke in Millimetern	Schrauben: Stärke in engl. Zollen	Durchmesser der Schraubenlöcher	Baulänge	Gewicht eines Rohres (abgerundet)	Gewicht einer Flansche nebst Anschluss (abgerundet)	Gewicht von einem Rohr incl. Flansche	Schenkellänge der Krümmungs- und T-Stücke	Dichtungsleiste: Breite	Dichtungsleiste: Höhe	Muffenröhren: Aeusserer Muffendurchmesser D	Innerer Muffendurchmesser D_1	Tiefe der Muffe T	Gewicht pro lfd. Meter excl. Muffe	Gewicht der Muffe	Gewicht pro lfd. Meter Baulänge incl. Muffe (abgerundet)	Baulänge L m	Schieber, Hähne und Ventile: Schieberlänge von Flansche z. Flansche	Durchgangsventile und gusseiserne Hähne, Länge v. Flansche z. Flansche	Eckventile, Länge der Schenkel von Mitte bis Flansche
40	8	150	18	115	4	13	1/2	15	2	21,4	2	8,75	140	25	3	120	69	74	87,5	2,00	10	2	240	180	90
60	8,5	175	19	135	4	16	5/8	17	3	45	2,7	13,26	160	25	3	143	91	80	13,26	3,15	15	3	260	220	110
80	9	200	20	160	4	16	5/8	17	3	61,7	3,5	18,25	180	25	3	164	112	83	18,29	4,32	20	3	280	260	130
100	9	230	20	180	4	19	3/4	21	3	76	4,4	22,32	200	28	3	186	133	88	22,32	5,80	24,5	3	300	300	150
150	10	290	22	240	6	19	3/4	21	3	122	6,9	36,45	250	28	3	242	185	94	36,45	8,90	39	3	350	400	200
200	11	350	23	300	6	19	3/4	21	3	178	9,6	52,91	300	30	3	299	238	99	52,91	12,33	57	3	400	500	250
250	12	400	24	350	8	19	3/4	21	3	238	11,6	71,61	350	30	3	351	291	101	71,61	16,32	77	3	450	600	300
300	13	450	25	400	8	19	3/4	21	3	306	13,7	93,00	400	30	3	406	343	104	93,00	21,93	100	3	500	700	350
350	14	520	26	465	10	22	7/8	25	3	376	18,9	112,75	450	35	4	460	394	106	112,75	27,90	122	3	550	800	400
400	14,5	575	27	520	10	22	7/8	25	3	456	22,6	136,85	500	35	4	518	448	109	136,85	34,09	148	3	600	900	450
450	15	630	28	570	12	22	7/8	25	3	539	26,5	162,00	550	35	4	573	499	111	162,00	40,45	176	3	650	1000	500
500	16	680	30	625	12	22	7/8	25	3	624	30,7	187,68	600	40	4	628	551	114	187,68	47,74	204	3	700	1100	550
600	17	790	33	725	16	25	1	28,5	3	813	42	243,28	—	40	5	736	655	119	243,28	63,52	265	3	800	—	—
700	19	900	33	830	18	25	1	28,5	3	1034	50	311,27	—	40	5	846	759	125	311,27	84,63	340	3	900	—	—
800	21	1020	36	940	20	29	1 1/8	32	3	1297	68	387,10	—	45	5	949	866	129	387,10	104,64	422	3	1000	—	—
1000	24	1220	36	1140	24	29	1 1/8	32	3	1872	96	560,00	—	45	5	1066	968	134	135,94	135,94	518	3	1100	—	—

Tabelle über geschweisste Kessel- und Gasröhren.

Kesselröhren (übereinandergeschweisst)				Gasröhren (stumpf geschweisst)	
Aeusserer Durchmesser in engl. Zollen	Aeusserer Durchmesser in mm	Gewöhnliche Wandstärke in mm	Gewicht pro lfd. Meter ca.	Innerer Durchmesser in engl. Zollen	Innerer Durchmesser in mm
$1\frac{1}{2}$	39,1	$2\frac{1}{4}$	1,9	$\frac{1}{4}$	6,3
2	50,8	$2\frac{3}{4}$	3,2	$\frac{1}{2}$	12,7
$2\frac{1}{2}$	63,5	$3\frac{1}{4}$	4,8	1	25,4
3	76,2	$3\frac{1}{4}$	5,8	$1\frac{1}{2}$	38,1
$3\frac{1}{2}$	88,9	$3\frac{1}{2}$	7,3	2	50,8
4	101,6	4	9,5	$2\frac{1}{2}$	63,5
$4\frac{1}{2}$	114,3	4	10,8	3	76,2
5	127,0	$4\frac{1}{2}$	13,5	4	101,6
$5\frac{1}{2}$	139,7	5	16,5		
6	152,4	5	18,1		
$6\frac{1}{2}$	165,1	5	19,6		
7	177,8	5	21,2		
8	203,2	6	28,9		
$8\frac{1}{2}$	215,9	7	35,8		
9	286,6	7	38		
$9\frac{1}{2}$	241,5	8	45,6		
10	254	8	48,2		
$10\frac{1}{2}$	266,7	$8\frac{3}{4}$	55,3		
11	279,4	$8\frac{3}{4}$	58		
$11\frac{1}{2}$	292,1	$9\frac{1}{2}$	65,7		
12	304,8	$9\frac{1}{2}$	68,7		

b) Cylinder. Das Herstellungsmaterial ist meistens Gusseisen, selten Bronze, Schmiedeeisen oder Stahl.

1) Pumpencylinder. Bezeichnet δ die Wandstärke und D den Kolbendurchmesser, so ist bei einer Kolbenpressung bis zu 7 Atmosphären für nicht durchaus ausgebohrte Pumpencylinder:

$$\delta = 12 + 0{,}02\ D \qquad \ldots\ldots 15$$

für durchaus ausgebohrte Cylinder:

$$\delta = 20 + 0{,}01\ D \qquad \ldots\ldots 16$$

2) Presscylinder (Cylinder mit hohem inneren Druck).

$$\delta = \frac{D}{2}\left(\sqrt{\frac{k+q}{k-q}} - 1\right) \qquad \ldots\ldots 17$$

k bezeichnet die Materialbeanspruchung in kg pro □ mm;
q in kg pro □ mm den Druck;
k kann hierbei ziemlich hoch genommen werden, für Gusseisen bis 6 kg, und q muss kleiner als k sein.

3) Dampfcylinder siehe Figur 4 Tafel 4.

Zum Schutze der Cylinderfläche gegen Strahlung (Wärmeverlust) ist in allen Fällen eine Umkleidung erforderlich, zu der man sich entweder einer Luftschicht oder fester, schlechtleitender Körper bedient. Man umgiebt diese Packung mit einem Mantel aus Holz oder man ersetzt diesen Holzmantel durch einen Mantel aus Eisen- oder Stahlblech. Auch der Cylinderdeckel wird vor Wärmestrahlung geschützt, entweder durch seine kastenförmig

gebildete Form, oder durch besondere Schutzhauben siehe Figur 4. Der im Cylinder eintretenden Dampfkondensation wirkt man entgegen durch Anbringung eines s. g. Dampfmantels. Der Dampfmantel umgiebt die Aussenwandungen des Dampfcylinders. Man stellt ihn her, indem man den Cylinder entweder doppelwandig giesst, oder indem man besonders bei grossen Dimensionen einen besondern Arbeitscylinder in den äussern einschiebt. Die Mäntel werden mit frischem Kesseldampf geheizt. Man nehme für den inneren Cylinder die Wandstärke

$$\delta = 0{,}015\ D + 20 \quad \text{.......... 18}$$

für den äussern

$$\delta = 0{,}010\ D + 20 \quad \text{.......... 19}$$

wobei D den lichten Cylinderdurchmesser bedeutet.

Die Dicke der Cylinder- und Deckelflansche

$$\delta_1 = \frac{9}{8}\,\delta \text{ bis } \frac{4}{3}\,\delta \quad \text{.......... 20}$$

Die Deckelstärke

$$\delta_2 \overset{=}{<} \delta_1 \quad \text{.......... 21}$$

je nach der Konstruktion des Deckels. Nach Fig. 4 Tafel 4 hat man:

$$\frac{1}{2} = \frac{1}{2}\,(1{,}8\,\delta + 26) \quad \text{.......... 22}$$

Die Anzahl der Deckelschrauben bestimmt man nach:

$$\left.\begin{array}{l} i = 2 + 0{,}02\ D \\ \text{oder } i = 4 + \dfrac{D}{80} \end{array}\right\} \quad \text{.......... 23}$$

Die Stärke der Deckelschrauben nimmt man:

$$\left.\begin{array}{l} s = \delta \\ \text{oder } s = 0{,}13\sqrt{\dfrac{D^2 + 450\ D}{i}} \end{array}\right\} \quad \text{.......... 24}$$

Jeder Cylinder erhält zwei Abpressschrauben, die ein leichtes Lösen der Deckel bei etwaigen Reparaturen ermöglichen; selbstredend ist es, dass dieselben sich genau gegenüber sitzen müssen; den Durchmesser dieser Schrauben nimmt man $^2/_3$ von dem der Befestigungsschrauben. An den Stirnseiten erweitert sich der Cylinder, damit bei der fortschreitenden Abnutzung desselben durch die Kolben-Liderungsringe kein Ansatz erzeugt wird. Diese Erweiterung bietet überdies noch die Annehmlichkeit, dass das Nachbohren des ausgelaufenen Cylinders, das Passen des Deckels nicht beeinträchtigt.

Der Durchmesser dieser Cylindererweiterung (siehe Fig. 4, Tafel 4) betrage:

$$D_1 = 7 + 1{,}01\ D \quad \text{.......... 25}$$

VI. Abteilung.

Kolben, Ventile, Hähne.

Die Kolben.

Diejenigen massiven oder auch durchbrochenen und in diesem Falle mit einem Ventil versehenen Körper, welche zur Aufnahme oder Uebertragung von Kraft und Bewegung auf Flüssigkeiten und gasförmigen Körpern dienen, heissen Kolben. Dieselben bewegen sich dicht in Cylindern. Die Kolben oder Cylinder sind mit einer s. g. Liderung versehen; zu den ersteren gehören die sogenannten Scheibenkolben, zu den letzteren die Taucher- oder Plungerkolben.

1) Scheibenkolben.

a) Kolben mit Metallliderung. Das Material der Kolben ist verschieden. In den meisten Fällen wird der Kolbenkörper aus Gusseisen, sonst auch aus Schmiedeeisen oder Stahl gefertigt, um die Gewichte der hin- und herschwingenden Teile möglichst zu reduzieren. Soll der Kolben allein durch seine Oberfläche dichten, also eingeschliffen werden, so wird er aus Bronce oder einer Legierung hergestellt. Der gusseiserne Kolbenkörper wird entweder als Rippenguss oder als Hohlguss ausgeführt. Letztere Konstruktion ist vorzuziehen, weil sich bei dieser grössere Widerstandsfähigkeit mit geringem Gewichte vereinigt. Die metallenen Liderungsringe (Kolbenringe) bestehen aus Gusseisen, Schmiedeeisen, Stahl und Bronce (Letztere wohl bei Warmwasserpumpen). Gusseisen wird vorwiegend, Stahl seltener bei Dampf-Kolben angewendet. Die Figuren 1 bis 7, Tafel 8, zeigen Dampfkolbenkonstruktionen. Figur 1 zeigt einen Dampfkolben mit Cremer's selbstspannenden Spiral-Kolbenliderungsringe und gewelltem Centrierringe. Die Liderungsringe werden zuerst auf entsprechend grösseren Durchmesser vorgedreht, alsdann schraubenförmig durchstochen, hierauf aufgeschnitten, am Umfange sowohl als in centraler Richtung zusammengewunden und in diesem Zustande an der Peripherie und an den Kopfflächen nach Mass bearbeitet. Die Abdichtung der Stösse an den Kopfflächen und Arretierung der Spiralenden am Uebertritt in die Cylindererweiterung (an den beiden Enden des Cylinders) dienen Deckplättchen. Der gewellte Blechring, der zwischen Spirale und Kolbenkörper gelegt ist und den Kolben centriert und tragen hilft, verhütet das Zusammendrücken der Spirale beim Uebertritt in die Cylindererweiterung, sowie das Ausschleissen der Stopfbüchsen und Grundringe. Beim Auseinanderfedern übt der spiralförmige Ring, vermöge seiner grossen Umfangslänge, überall einen weit ausdehnbaren, gleichmässigen, leichten Druck gegen den Cylinder aus und bleibt seiner natürlichen Spannkraft zufolge in der Abnutzung genau rund.

Einen einfachen, s. g. schwedischen, Kolben zeigt die Figur 2 Tafel 8. In Zwei Nuten des Kolbenkörpers liegen an einer Stelle getrennte, gusseiserne Ringe. Die Stossstellen der Dichtungsringe sind gegeneinander zu versetzen und zwar etwa um 180°. Das dichte Anlegen der Ringe geschieht durch ihre natürliche Elasticität; ihr Durchmesser ist ursprünglich etwas grösser (1,1 des lichten Cylinderdurchmessers) als der lichte Cylinderdurchmesser. Die betreffenden Kolbenringe zeigt die Figur 3. Bei der Konstruktion Fig. 4 Tafel 8 werden die direkt übereinander liegenden Kolbenringe durch die Elasticität eines Stahlringes an die Cylinderwand gepresst und der Deckel des Kolbens durch 4 Schrauben mit Broncemuttern gehalten. Einen einfachen Dampfkolben mit selbstspannenden Ringen zeigt auch Figur 5. Zum Herausnehmen des Kernes werden auf dem Umfange drei Oeffnungen O angebracht und nach Herausnahme des Kernes verschraubt, wie dies bei dem Kolben Fig. 2 im Boden desselben geschieht. Da das Gewinde auf der Kolbenstange zur Befestigung des Kolbens streng gehen muss, so ist hier, anstatt die Mutter durch einen kräftigen Schraubenschlüssel anzuziehen, die Mutter mit Knaggen K versehen, um durch Schlagen gegen einen Setzhammer, den man in die Knaggen der Mutter hält, dieselbe angezogen werden kann. Die Figur 7 Tafel 8 zeigt einen Kolben, wobei die Liderungsringe durch Anspannung von Federn an die Cylinderwand gepresst werden. Bei Kolben bis zu 300 Millimeter Cylinderdurchmesser genügt für jeden Ring eine gemeinsame Feder, durch deren Anspannung ein in dem Kolbenringe eingeschliffener Keil die Anspannung des Ringes hervorruft. Die Anzahl der Federn steigert sich mit dem Durchmesser des Kolbens.

Bezüglich der in der Figur 1, 2, 4, 5 und 7 Tafel 8 eingeschriebenen Verhältniszahlen bezeichnet δ die betreffende Cylinderwandstärke und es ist

$$\delta_2 = 13 + 0{,}1\ h \quad \ldots\ldots 1$$

die Dichtungshöhe h aber

$$h = 8 + 2{,}84 \sqrt{D} \quad \ldots\ldots 2$$

zu nehmen.

Einen Dampfkolben mit anders geformten Liderungsringen zeigt die Figur 6 Tafel 8. Diese Liderungsringe bestehen aus zwei gusseisernen, auf der innern Seite konisch abgedrehten Ringen, die mittelst einer unterliegenden, ebenfalls konischen Spannfeder aus Stahl sowohl gegen die Cylinderwandung als gegen die Kolbenränder angepresst werden. Damit die Ringe sich an die Cylinderwandung anschmiegen können, sind sie selbstverständlich an

einer Stelle aufgeschlitzt und die Schlitzfuge mit einem s. g. Schloss abgedichtet. Die Kolbenringe werden auch hier so aufeinander montiert, dass die Schlitze auf der oberen Seite unter einem Winkel von 120° zu liegen kommen. Kleine einspringende Stifte verhindern die gegenseitige Verdrehung der Ringe.

Die Befestigungsschrauben des Kolbendeckels sind aus Stahl (wegen des weniger leichten Rostens als Schmiedeeisen), sie greifen auch wie bei Figur 5 in eingelegte Rotgussmuttern, die in die eingegossenen Höhlungen strengsitzend eingepasst werden. Zur Sicherung gegen selbstthätiges Losdrehen dieser Schrauben werden deren Köpfe durch kleine Rotgusschräubchen verbohrt. Dem Konus der aufgepassten Kolbenstange giebt man auf einer Länge von 7 Millimeter eine Steigung von 1 Millimeter. Die Befestigungsmutter des Kolbens ist eine Rotgussmutter mit flachgängigem Gewinde und durch eingeschraubtem Rotgussstift gegen Loswerden gesichert. Auch eine Drehung des Kolbens auf der Stange wird durch einen eingeschraubten Stift, der in eine entsprechende Aussparung der Kolbennabe passt, verhindert.

Die Dimensionen des Kolbenkörpers sind auch empirische. Bezüglich ber Figur 6 Tafel 8 hat man, wenn d_1 den mittlern Durchmesser des Kolbenstangenkonuses bedeutet:

$n = 0{,}33\ d_1 + 5$ 3

$b = 0{,}020\ D + 10$ bis $0{,}028\ D + 9$ 4

$c = 0{,}012\ D + 15$ bis $0{,}015\ D + 15$ 5

Rippen werden erst von 400 Millimeter Kolbendurchmesser angewendet; Stärke derselben

$k = 0{,}9\ b$ 6

und Anzahl $Z = 0{,}005\ D + 1$ 7

Anzahl der Deckelschrauben

$Z_1 = 2.Z$ 8

Durchmesser $\delta_1 = \dfrac{0{,}32\ D - 32}{Z_1}$ 9

Für die in der Figur 6 eingeschriebenen Bezeichnungen ergeben sich folgende tabellarisch zusammengestellte Dimensionen, wobei zu bemerken ist, dass im allgemeinen der Durchmesser D_2 von der Konstruktion der Liderungsringe abhängig ist.

Für D =	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
D_1 =	299	349	399	448	498	548	598	648	697	747	797	847	497	947	996
D_2 minus D_3	18	20	20	22	24	26	26	28	30	30	32	34	34	36	38
D_2 „ D_4	80	85	90	95	105	110	115	120	125	135	140	145	150	160	165
D_2 „ D_5	100	105	115	120	130	135	140	150	155	165	170	175	185	190	200
D_2 „ D_6	118	125	135	144	154	162	166	178	185	195	202	210	220	226	238
D_2 „ D_7	52	54	56	58	60	62	64	66	68	70	72	74	76	70	80
e	100	115	105	120	135	140	155	175	190	200	215	235	240	265	280
h	60	65	70	75	75	80	85	85	90	90	95	95	100	100	105

b) Kolben mit Hanfliderung. Diese werden hauptsächlich bei Pumpen zum Fördern von warmen Wasser verwendet (Warmwasserpumpen und Speisepumpen mit vorgewärmtem Wasser). Solche Kolben zeigen die Figuren 7 und 10 Tafel 9. Bei beiden

Kolben lässt sich die Packung nachziehen; es ist vortheilsafter wegen des dichtern und festern Aneinanderlegen der Hanffasern, gedrehte Hanfseile an Stelle der bekannten Hanfzöpfe zu nehmen. Die mittlere Packungshöhe betrage nach den Figuren 7 und 10 auf Tafel 9

$h = 4\sqrt{d}$ 10

und die Packungsdicke

$e = \sqrt{d}$ oder 11

$h = 15 + 3{,}16\sqrt{d}$ 12

und die Packungsdicke

$e = 5 + 0{,}2\ h$ 13

c) Kolben mit Lederdichtung. Kolben mit Lederdichtung eignen sich für Kaltwasserpumpen resp. für Pumpen, welche Wasser bis zu 30° C. Temperatur fördern. Einen Kolben mit Lederdichtung der üblichsten Konstruktion zeigt Fig. 2 Tafel 9. Bezüglich dieser Figur sind die Dimensionen:

$a = 0{,}77\ \delta;\ b = 0{,}9\ \delta;\ c = \delta$ 14

wenn δ bestimmt ist aus:

$\delta = 20 + 0{,}01\ D$ 15

Kolben für Brunnenpumpen zeigen die Figuren 6, 8 und 9 Tafel 9.

Die Bezugseinheit für die Dimensionen der Figur 6 ist nach Formel 15 zu bestimmen, und die Dimension $a = b = 0{,}57\ \delta$.

Einen Pumpenkolben mit Gummidichtung und Gummiabschlussklappe zeigt Fig. 1 Tafel 9.

Hierbei ist:

$h = 5 + 5\sqrt{D};\ w = 0{,}24\ h;\ \delta = 0{,}12\ h;$
$v = 0{,}18\ h;\ i = 0{,}11\ h;$ 16

d) Kolben mit Holzliderung. Das zur Liderung benutzte Holz ist vorzugsweise Ahornholz oder Eichenholz. Anwendung für Warmwasser- und Luftpumpen der der Kondensatoren. Ein Kolben mit Holzliderung nach der Konstruktion von Krause zeigt die Figur 3. Die Eichenholzsegmente werden durch 2÷3 mm starke Stahlfedern auseinandergedrückt. Auch wendet man in ähnlicher Weise zum Andrücken einer Ahornliderung Kautschuckringe an.

2) Taucher- oder Plungerkolben. Diese Kolben finden Anwendung bei Speisepumpen und bei Pumpen für hydraulische Pressen. Taucherkolben zeigen die Figuren 4 und 5 Tafel 9. Auch hierbei ist die Bezugseinheit nach Formel 15 zu bestimmen.

Ventile.

Ventile sind solche bewegliche Teile in Rohrleitungen und Gefässen, welche den Durchgang oder Eintritt von Flüssigkeiten, Dämpfen oder Gasen zeitweise gestatten oder zeitweise verhindern. Alle Ventile müssen leicht zugänglich sein.

Jedes Ventil besteht

1) ausser dem röhrenförmigen Gehäuse (Ventilgehäuse) aus dem beweglichen Körper, dem Ventilkörper selbst, durch welchen der Verschluss und das Oeffnen erfolgt.

2) Aus der den Ventilkörper unterstützenden Unterlage, welche der Berührungsfläche genau entspricht und der Ventilsitz heisst. Je nach der Beschaffenheit und Temperatur der Flüssigkeit etc. ist der Ventilsitz aus Bronce (Rotguss, Messing), Gusseisen, Leder, Gummi etc. herzustellen. Die am meisten verkommenden Ventile sind die sich selbstthätig öffnenden und schliessenden Ventile. Man unterscheidet Klappenventile und Hubventile; letztere mit einem oder zwei Sitzen.

1) Die Klappenventile oder kurz „Klappen" genannt (siehe Figur 1 Tafel 10), sind wegen der Einfachheit und Billigkeit am häufigsten im Gebrauch und würden noch häufiger anderen Ventilen vorgezogen, wenn ihre Anordnung nicht öfters mehr Raum erforderte, als gerade disponibel ist. Bei der Konstruktion der Klappenventile, deren Schluss durch das Gewicht derselben erfolgt, ist im Auge zu behalten, dass dasselbe in einem

drehenden Momente wirkt, das um so grösser ausfällt, je weiter der Schwerpunkt des Ventilkörpers von der Drehachse abliegt. Es kann ein Klappenventil ebensowohl eine horizontale wie vertikale Mündung abschliessen. Zur Bestimmung des Sitzbreite s diene die Formel

$$s = 4 + \sqrt{d} \quad \ldots\ldots 1$$

worin d den Durchmesser der Durchgangsöffnung resp. der für eine rechteckige Durchgangsöffnung sich ergebende Durchmesser des gleichwertigen kreisförmigen Querschnittes, bezeichnet. Die Grösse e als Einheit ergiebt sich für die Figur 1 Tafel 10 aus

$$\left.\begin{aligned} e &= 5 + 0{,}02\ d \text{ bei Bronce} \\ e &= 10 + 0{,}0167\ d \text{ bei Gusseisen} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 2$$

Der Ausschlagwinkel β der Figur 4 Tafel 10, welche eine Gummiklappe mit Hubbegrenzer zeigt, ist bei rechteckigem Querschnitt wenn a die Breite, b die Länge bezeichnet, zu nehmen:

$$\left.\begin{aligned} \text{Für } \frac{a}{b} &= 1, \ \beta = 33^0 \\ \text{„ } \frac{a}{b} &= {}^3/_4, \ \beta = 39^0 \\ \text{„ } \frac{a}{b} &= {}^2/_3, \ \beta = 42^0 \\ \text{„ } \frac{a}{b} &= {}^1/_2, \ \beta = 49^0 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 3$$

Diese Angaben beziehen sich auch auf die Fig. 1 Taf. 10.

2) Die Hubventile. Je nach der Form der abzudichtenden Fläche unterscheidet man: Teller-, Kegel- und Kugelventile. Die Führung der Teller- und Kugelventile kann oberhalb und unterhalb der Sitzfläche liegen. Die Führung besteht aus 3 oder 4 Rippen, welche sich mit ihren führenden Flächen nicht bis zur Sitzfläche erstrecken dürfen. Der Hub wird durch geeignete Hubgrenzer begrenzt. Das Ventil kann ein- und zweisitzig sein. Man nehme für selbstthätig spielende einsitzige Ventile, wenn d den Durchmesser der Durchgangsöffnung, h die Hubhöhe und h_1 die Höhe der Führungshülse (Sitz) bezeichnet

$$h_1 \overline{\overline{<}} d \quad \ldots\ldots 4$$

Mit Rücksicht auf den nötigen Querschnitt ergiebt sich die Hubhöhe aus:

$$\frac{d^2 \pi}{4} = d \pi h; \ h = \frac{d^2 \pi}{4 d \pi} = \frac{d}{4} \quad \ldots\ldots 5$$

Die Sitzbreite s gewöhnlicher Teller-, Kegel- und Kugelventile nehme man, wenn d_1 der äussere Durchmesser des Tellers gleich dem äusseren Durchmesser der Sitzfläche ist

$$s = \frac{d_1 - d}{2} = {}^4/_5 \sqrt{d} \quad \ldots\ldots 6$$

oder s_1 (siehe Figur 2 Tafel 10)

$$\left.\begin{aligned} \text{für Wasserpumpen } s_1 &= 5 + 0{,}005\ d \\ \text{„ Dampfpumpen } s_1 &= 4 + 0{,}005\ d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 7$$

Ein Kegelventil zeigt die Figur 2 Tafel 10. Der Ventilsitz zeigt zwei verschiedene Manieren des Einpassens. Die Wandstärke e des konisch eingesetzten Sitzes bestimmt sich ebenfalls nach Formel 2.

Werden Tellerventile mit Leder armiert (siehe Fig. 3 Tafel 10), so kann die Sitzfläche etwas grösser werden und zwar

$$s = {}^5|_4 \sqrt{d} \quad \ldots\ldots 8$$

Die Bezugseinheit e wird nach Formel 2 berechnet. Sicherheitsventilen giebt man ohne Rücksicht auf den Durchmesser eine Sitzbreite von 2 mm bis 3 mm.

Die Kugelventile werden von Bronce, und Gummi mit Bleikern (besonders für unreine Flüssigkeiten, Jauche etc.) hergestellt Sie kommen in ihrer Gestalt als Vollkugel und Halbkugel vor und zwar ist im letzteren Falle diese Kugelschale unterhalb des Sitzes durch einen an den Kugelstiel befindlichen Bleiklotz erschwert. Die Hubhöhe nimmt man

$\frac{d}{4}$ bis $\frac{d}{3}$ 9

Es ist überhaupt die Höhe um so kleiner zu nehmen, je häufiger ein Spielwechsel vorkommt. Der Winkel w, Figur 9 Tafel 10, soll 90° nicht überschreiten, damit ein Festklemmen der Kugel nicht zu befürchten ist. Doppelsitzventile kommen meistens als s. g. Glockenventile vor und haben den Vorteil den einsitzigen gegenüber, dass sie einen geringeren Hub zur Herstellung des erforderlichen Durchflussquerschnittes bedürfen, dagegen aber die Schwierigkeit des vollständigen Dichtens an zwei Flächen zeigen. Die doppelsitzigen Ventile sind entweder selbstthätig spielende oder sie werden durch einen äusseren Mechanismus gehoben. (Steuerungsventile der Dampfmaschinen.) Der Hub der Doppelsitzventile ist zu nehmen

$H = \frac{d}{8}$ 10

und die Breite eines jeden Sitzes

$\frac{s}{2}$ 11

Die Figuren 6 und 7 Tafel 10 zeigen Doppelsitzventile. Die Bezugseinheit für Figur 6 ist, wenn D den lichten Durchmesser des Ventilsitzes bezeichnet

$\delta = 20 + 0{,}01\ D$ 12

Da bei eintretenden Temperaturdifferenzen die Dimensionen der Ventile, der Sitze und Ventilgehäuse sich ändern, so sollten zu diesen drei Teilen ein und dasselbe Material verwendet werden. Collmann hat nun nachgewiesen, dass Ventil und Sitz aus verschiedenen Materialien gefertigt werden können, ohne dass durch Temperaturänderung die Vollkommenheit der Dichtung erhalten bleiben, wenn Sitz und Ventil verschieden warm sind. Die angeführten Figuren 6 und 7 zeigen die von Collmann konstruierten Doppelsitzventile. Wie aus Figur 7 Tafel 10 ersichtlich, sind die beiden Sitzflächen so konstruiert, dass sie Konuse o p o und r p r_1 mit gemeinschaftlicher Spitze p bilden, und denkt man sich das ganze System in p fest vereinigt, so wird bei noch so ungleicher Ausdehnung der zwei sich berührenden Körper, dem wieder konstant bleibenden Spitzenwinkel zufolge jedes Abheben (Undichtwerden) oder Festsetzen unmöglich wird. Aehnliches findet bei dem Glockenventil Figur 6 statt. Es ist bei dieser Anordnung gleichgültig, wo die gemeinschaftliche Konusspitze in der Ventilachse liegt.

Fällt der Durchmesser eines Ventils gross aus, so muss dies notwendigerweise auch der Hub; ein grosser Hub ist aber nachteilig, weil dadurch die lebendige Kraft vermehrt wird und dadurch ein heftiges Aufschlagen des Ventiles auf seinen Sitz und gegen die Hubbegrenzung stattfindet; die infolgedessen auftretenden Stösse können unter Umständen der in Frage stehenden Pumpe oder Rohrleitung sehr gefährlich werden. Vermieden wird dieser Nachteil bei ser Koustruktion Figur 1 Tafel 12. Wenige Millimeter Hub genügen hier in der Regel um den nötigen Durchflussquerschnitt zu geben. Durch Anordnung der Gummiplatten oder Puffer wird die Hubbegrenzung elastisch. Für grössere Pumpmaschinen ist diese Ventilart beliebt geworden.

Die Figur 5 Tafel 10 zeigt das Ventilgehäuse einer einfachwirkenden Speisepumpe. Hierbei nehme man den Durchmesser D_1 des Druckventiles so gross, dass der Saugventilkegel bequem durch den Sitz des Druckventilkegels eingeführt werden kann; der Hub der Ventile ist wie früher angegeben $h = \frac{D}{4}$.

Die Ventilsitze sind, wie meistens ausgeführt, in ihrem äusseren Mantel mit Aussparungen versehen, die durch mit flüssigen Mennigkitt getränkten Bindfaden ausgefüllt, zur Abdichtung der Sitze im Ventilgehäuse dienen. Der Zapfenvorsprung s_1 erhält 6 bis 10 mm Höhe und es sind die Zapfen beider Ventile mit einem Gewindeloch versehen, so dass mittelst einer Oesenschraube die Kegel nicht nur leicht ein- und ausgeführt, sondern auch im Betriebe nachgedichtet werden können. Die Abdichtungsschräge der Ventilsitze nimmt man gewöhnlich 40°. Der Durchmesser D_2 des Ventilgehäuses muss so gross sein, dass der Querschnitt gleich dem zweifachen Querschnitte des Saugventiles ist und D_3 dem doppelten Querschnitte des Druckventiles entspricht.

Die Höhe h_1 und h_2 der Ventilsitze sind gleich D und D_1 vermindert um den Hub h der Ventille. Die Wandstärke des Ventilgehäuses nimmt man bis zu 6 Atmosphären Ueberdruck

$$e = 12 + 0{,}02\ D \quad \ldots\ldots 13$$

wenn D den bezüglichen lichten Durchmesser bezeichnet.

Die Figur 8 auf Tafel 10 zeigt ein Dampfkessel-Speiseventil, d. h. ein Ventil, welches sich nach innen öffnend, durch den im Kessel herrschenden Druck geschlossen gehalten wird und sich nur unter dem Einfluss des unter den Kegel drückenden Speisewassers öffnet, letzterem Zutritt in den Kessel gewährend; wobei jedoch ein Rückströmen — sonstige Dichtigkeit des Ventils vorausgesetzt — unmöglich ist. Um ein Schiefziehen des Ventiles, hervorgerufen durch seitlichen Wasserdruck, zu vermeiden, ist das Ventil in bezug auf seine Umfassung tief gelegt, so dass das Wasser, beziehungsweise der Wasserstoss nahezu in vertikaler Richtung wirken kann. Der Abschluss des Ventilgehäuses erfolgt mittelst eines gleichzeitig die obere Ventilführung und Hubbegrenzung bildenden Deckels, welcher behufs schneller Eröffnung mittelst Bügels und Druckschraube (ähnlich wie in Figur 5) befestigt wird. Die Wandstärke e des Gehäuses bestimmt sich ebenfalls nach Formel 13.

Absperventile. Diese Ventile, welche den Austritt von Dampf oder Flüssigkeiten in die Konsumleitung vermitteln oder aufheben, werden durch Menschenhand mittelst Handrad oder Griff etc. bewegt. Das Abschluss und Eröffnung des Ventils vermittelnde Element ist, mit wenigen Ausnahmen, die Schraubenspindel, welche einerseits mit dem Ventilkegel, beziehungsweise der Ventilplatte in Kontakt ist und andererseits mit oben erwähntem Handrade etc. versehen ist; das Gewinde der Spindel ist — als Bewegungsschraube — flachgängig und sollte stets nach aussen, wie die Figuren 1 und 2 Tafel 11 zeigen, und nicht in den Dampf- oder Wasserraum gelegt werden, wenn gleich letztere Anordnung (siehe Figur 6 Tafel 11) billigere Ausführung zulässt; doch wird das durch öfters erforderliche Reparaturen mehr als aufgewogen. Bezüglich der Figuren 1 und 2 Tafel 11 hat man:

$a = 0{,}7\ D + 50$	$i = 1{,}4\ D$
$b = 2{,}3\ \delta$	$k = 1{,}5\ \delta$
$b_1 = 12\ \delta$	$l = D + 8{,}8\ \delta$
$c = 3{,}3\ \delta$	$m = D + \delta$
$d = 1{,}3\ \delta$	$n = 0{,}5\ \delta$
$e = 1{,}6\ \delta$	$o = 0{,}85\ \delta$
$f = 2\ \delta$	$p = 2{,}5\ \delta$
$g = 1{,}6\ \delta$	$q = {}^1/_4\ f + 3$
$h = \frac{i}{4}$	$D_1 = 1{,}5\ D$ oder grösser.

Die Figur 3 und 5 zeigen Ventile mit Hanf- und Gummidichtung. Die Verbindung der Spindel, welche in Rotguss oder Schmiedeeisen ausgeführt wird, mit dem Ventilkegel, geschieht bei den Figuren 1, 2, 3 und 5 in der Weise, dass der mit einer seitlichen Nische versehene Kegel über einen Bund der Spindel geschoben und mittelst eines Vorsteckstiftes gehalten wird. In der Figur 6 Tafel 11 hat die Spindel einen eingedrehten Hals und wird durch 2 Stifte im Kegel befestigt. Für die eingeschriebenen Dimensionen sind die Werte der Figuren 1 und 2 gültig. Die Verbindungsweise durch Ueberwurfmuttern Figur 4 ist eine recht solide. Die Figur 7 Tafel 11 zeigt ein Speisewasserrückschlagventil.

Dampf- und Wasserschieber. Einen modernen Dampfschieber zeigt die Figur 3 Tafel 12. Beim Rechtsdrehen der Spindel schliesst sich der Schieber, beim Linksdrehen öffnet sich derselbe. Die übliche Konstruktion eines Wasserschiebers zeigt die Figur 4. Die Führung des Schiebers erfolgt durch seitliche Lappen. Die Dimension A betrage:

$$A = D + 200$$
$$B = 0{,}66\ D + 3{,}6\ (10 + \delta) \quad \ldots\ldots 14$$

Bei dem Absqerrschieber Figur 5 Tafel 12 läuft die Schraubenspindel in einer kleinen Pfanne des Gehäuses und ist an ihrem oberen Ende mit einem verbreiterten Kopf

versehen, in welchen das Vierkant der Handradspindel eindringt. Dieser ist ein Konus angedreht, der zur Abdichtung der Glocke gegen den im Inneren des Schiebers herrschenden Druck beiträgt.

Hähne.

Die Hähne werden vorzugsweise bei kleinen Wasser- und auch wohl bei Dampfleitungsröhren gebraucht, um die Communication derselben mit andern Leitungsröhren herzustellen. Man hat verschiedene Formen von Hähnen, von denen jedoch die konichen am meisten vorkommen. Dieselben bestehen aus dem Hahngehäuse, dem Hahnkegel, Wirbel oder Küken genannt. Das Material für das Hahngehäuse und den Wirbel ist Gusseisen und Bronce; man thut gut, Gehäuse und Wirbel aus verschiedenen Material anzufertigen; man hat darauf zu achten, dass derjenige Teil des Wirbels, welcher aus dem Hahngehäuse hervorsieht, cylindrisch ist. Die Durchlassöffnungen sind aussen am Hahngehäuse kreisrund, innen am Hahnwirbel und in demselben länglich und zwar so, dass die Querschnitte gleichen Inhalt haben; dies geschieht hauptsächlich deshalb, weil der Wirbel bei einer schmalen und hohen (rechteckigen) Oeffnung einen beträchtlich kleineren Durchmesser erhalten kann, als bei einer kreisrunden Oeffnung. Dadurch wird der ganze Hahn nicht nur leichter (Materialersparnis) sondern er erhält dadurch noch eine gefälligere Form. Die Hahngehäuse werden meistens durch Flanschen vermittelst Schrauben mit den Röhrenenden verbunden; bei engen schmiedeeisernen Rohrleitungen wendet man jedoch auch Schraubenmuffen an. Man unterscheidet gerade Hähne, Winkelhähne, Drei- und Vierweghähne. Einen geraden Hahn zeigt Fig. 1 Tafel 13, dagegen Fig. 2 einen Dreiweghahn. Bezüglich der Figur 1 ist zu bemerken, dass

$$\left.\begin{array}{l} L = 4{,}5\ D \text{ oder} \\ L = 2\ D + 100 \end{array}\right\} \qquad 15$$

Für Hähne von Messing von D kleiner als 50 mm macht man

$$L = 40 + 3\ D \qquad 16$$

$$\begin{array}{l} \text{Für gusseiserne} \\ \text{Hahngehäuse} \end{array} \left(\begin{array}{l} b = 10 + 0{,}1\ D \\ c \text{ wie für Rohre} \end{array} \right. \qquad 17$$

Für messingen Hahngehäuse a, b und c = 0,7 der gusseisernen.

Die übrigen eingeschriebenen Dimensionen sind auf den Durchmesser D zu beziehen.

Für die Figur 2 ist die Bezugseinheit

$$\begin{array}{l} \text{Für Messing } c = 2{,}2 + 0{,}06\ D \\ \text{„ Gusseisen } e = 4{,}5 + 0{,}06\ D \end{array} \qquad 18$$

Man findet bei einem Dreiweghahn Fig. 3 Tafel 14 bei gegebener Kanalbreite und angenommener Ueberdeckung den mittleren Kükendurchmesser wie folgt: Beschreibe aus der Kükenmitte einen Kreis mit der halben Kanalbreite und einen solchen mit der halben gewünschten Stegbreite c d; ziehe sodann berührend an den ersteren Kreis die Kanalgrenzen; halbire durch a b den kleinsten Winkel zwischen zwei benachbarten Kanälen und mache die Linie c und d parallel a b, so schneiden diese die Kanalgrenzen in den Punkten pp., durch welche der mittlere Durchschnittkreis des Schlüssels zu legen ist.

Die zusammenlaufenden Seitenlinien des Hahnschlüssels bilden einen Winkel von 13—15°, so dass also die Verjüngung des Kükens bei der Höhe h von oben nach unten auf jeder Seite = 0,114 beträgt.

Ein Hahn, bei welchem das Collmann'sche Prinzip, welches bei den Doppelsitzventilen angeführt, angewendet ist, zeigt die Fig. 1 Tafel 14. Um die ungleiche Ausdehnung, welche die Folge von gleichen Temperaturänderung bei verschiedenem Material des Kükens und Gehäuses, oder ungleicher Temperaturänderungen sein kann, unschädlich zu machen, ist es nötig, dass die Konusspitze in die den zwei Körpern gemeinschaftliche und gemeinschaftlich bleibende Ebene zu liegen kommt.

Fig. 2 Taf. 14 zeigt einen Hahn, System Remy. Bei diesem Hahn wird das Küken nicht nur beim Oeffnen gedreht, sondern auch in der Achsenrichtung verschoben, wodurch es sich von seinen Sitzflächen entfernt. Zu dem Zwecke sind auf den Hahn-

küken oberhalb der Durchlassöffnung einige, flache, schwach ansteigende Gewindegänge aufgeschnitten, welche in dem in das Hahngehäuse eingepressten konischen Einsatz ihr Muttergewinde finden. Durch diese Konstruction ist das zu feste Einziehen des Kükens vermieden und ist der Hahn bei gutem Dichten stets leicht zu öffnen und zu schliessen.

Die Fig. 3 Taf. 14 weist ebenfalls Vorteile des Hahnes Fig. 2 nach. Es wirkt die Stopfbüchsenpackung nicht direkt auf das Küken, sondern der ausgeübte Druck wird durch eine eingeschaltete Druckscheibe aufgenommen. Durch den stärkeren Konus, sowie durch die vergrösserte Reibungsfläche ist ein Festsetzen des Kükens ausgeschlossen.

VII. Abteilung.

Stopfbüchsen.

Die Stopfbüchsen haben ebenso wie die Kolben den Zweck, die Dichtung an cylindrischen Körpern mit hin- und hergehenden oder auch drehenden Bewegungen zu vermitteln. Ihr Unterschied ist nur ein konstruktiver. Die hauptsächlichsten Bestandteile sind an der Stopfbüchse: Die Brille, die Packung, die Büchse nebst dem Bodenring, welcher als Grundlage für die Packung dient und die Schrauben, welche zum Zusammenpressen der Packung dienen. Als Material zur Dichtung wird benutzt: Hanf, Metall, Asbest (Amianth oder Bergflachs genannt) ein der Hornblende ähnliches, langfaseriges Mineral, Baumwolle mit Talk, Leder, Gummi und Packungsmaterial mit elastischen Korkkern. Die Brille besteht aus Gusseisen, oder Gusseisen mit Messingfutter, oder Messing; die Büchse aus Gusseisen und der Bodenring aus Messing.

Behufs besserer Compression der Packung werden die innen liegenden, gegen einander gekehrten Ränder der Brille sowie des Grundringes unter bestimmtem Winkel konisch abgeschrägt ausgehöhlt oder gewölbt, wodurch die Packung gegen die zu dichtende Stange gepresst wird. Als Packungsmaterial eignet sich vorzugsweise Hanf in der Form von geflochtenen, in geschmolzenem Talge getränkten Zöpfen, die spiralförmig in den für sie bestimmten Dichtungsraum eingebracht werden, wobei auf gleichmässige Schichtung zu achten ist. Die Tafel 15 zeigt Stopfbüchsen. Im allgemeinen nimmt man die Dicke der Packung (siehe Fig. 1 Tafel 15)

$$e_1 = 2\sqrt{d} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{d} \qquad \ldots\ldots 1$$

und die Höhe der Packung

$$\left.\begin{array}{l} d + 2\,e_1 \text{ oder} \\ 6\,e_1 \text{ bis } 8\,e_1 \end{array}\right\} \qquad \ldots\ldots 2$$

Die Anzahl der Stopfbüchsenschrauben wählt man in den meisten Fällen mit zwei, in Rücksicht jedoch auf ein gleichmässiges Anziehen der Brille mit drei; ihre Stärke berechnet sich nach den Lehren der Festigkeit, oder man nimmt passend den Durchmesser der Schraubenbolzen bei Anwendung von 2 Schrauben

$$f = 2 + 2{,}25\sqrt{d} \qquad \ldots\ldots 3$$

Bei 3 Schrauben

$$f = 10 + 0{,}1\,d \qquad \ldots\ldots 4$$

wenn d den Durchmesser der Kolbenstange bedeutet.

Bezüglich der Stopfbüchsenschraube Fig. 1 Tafel 15 sind nachstehende Verhältnisse einzuhalten.

f engl.	f mm	d_1	e	b	c	a
$^7/_{16}$	11	22	5	14	3	28
$^1/_2$	12,5	24	5	15	3	30
$^9/_{16}$	14,5	26	6	17	4	34
$^5/_8$	16	28	7	19	4	38
$^3/_4$	19	30	8	22	5	45
$^7/_8$	22	32	8	25	5	50
1	25,5	36	9	28	6	55
$1^1/_8$	28,5	40	10	31	7	60

Es ist im allgemeinen darauf zu achten, dass die Entfernung der Schrauben von der Kolbenstangenachse nie grösser wird, als zur Ausführung durchaus nötig ist.

Als Mittelwert für die Höhe der Grundbüchse für horizontale Kolbenstangen nehme man

$h_1 = {}^3/_4\, d$ bis d 5

Für verticale Kolbenstangen genügt eine geringe Höhe.

Die Stopfbüchse Figur 1 ist aus Gusseisen hergestellt und mit Rotgussfutter ausgefüttert; im tiefsten Stande der Brille soll die Packungshöhle $h = d$ sein. Die Wandung der Rotgussbüchse ist mit der Grösse der Abnutzung mit dem Kolbenstangendurchmesser und mit Rücksicht auf Ersparung variabel; unter 5 Millimeter ist die Wandstärke nie zu nehmen und je nach der Grösse der Maschine entsprechend steigend. Die Wandstärke des Grundringes schwankt zwischen 4 bis 12 Millimeter.

Die Abschrägung nach der Stange hin nehme man etwa 1 : 2; auch verwendet man Stopfbüchsen mit concaven Brillenendflächen (siehe Figur 5).

Die Flanchendicke nehme man bei Gusseisen etwa $^5/_4$ der Stopfbüchsenschrauben. Die Figur 5 Tafel 15 zeigt eine Stopfbüchse für stehende Maschinen; wird die Brille behufs Aufnahme eines Schmiergefässes etwas anders ausgebildet, so ist sie auch für horizontal gehende Kolbenstangen zu verwenden. Beide Hälften sind in verschiedenen Ausführungen gezeichnet. Man nehme für stehende Maschinen:

$h = d + 75$ 6

Für liegende Maschinen:

$h = 1{,}1\,(d + 75)$ 7

und für beide:

$$\left.\begin{array}{l} i = {}^1/_4\, h;\; l = {}^1/_2\, h + 40 \\ c = 5 + 2\sqrt{d};\; n = 10 + 2\sqrt{d} \\ m = n \text{ oder } m = 0{,}9\, n \text{ für Gusseisen} \\ \qquad\qquad\; m = 0{,}7\, n \text{ „ Messing} \\ b = c;\; a = 0{,}45\, b;\; e = 0{,}55\, b \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ 8$$

Die Figur 4 zeigt eine moderne zweckmässige Stopfbüchsenkonstruktion. Eine Stopfbüchse mit Metallliderung zeigen die Figuren 2 und 3 Tafel 15. Sie besteht in der Hauptsache aus dem Trichterring W und dem aus drei Teilen bestehenden Konus W. Auf diesem liegt ein ca. 20 mm starker Hanfzopf H, welcher den Zweck hat den Konus W durch die Stopfbüchsenbrille elastisch in den Trichterring W einzudrücken. Die über einandergreifenden Teile des Konus W bilden an ihren Berührungsflächen, wenn erstere auf der Kolbenstange aufliegen, kleine, ca. 1 mm grosse Zwischenräume p. Diese Zwischenräume gestatten, wenn die Stopfbüchse infolge der Abnutzung bläst, ein Anziehen der Stopfbüchsenschrauben. Eine Stopfbüchse mit Lederdichtung zeigt die Fig: 7; selbige dichtet gegen inneren und äusseren Druck resp. Ueberdruck; das Nachziehen der Dichtung geschieht durch Anziehen mittelst passender Schlüssel. Man nehme:

$h = 12 + 1{,}26\sqrt{d}$ 9

Eine Stopfbüchse, welche vielfach für Ventilstangen der Ventilsteuerungeu angewendet wird, zeigt die Fig. 8 Tafel 15. Es ist eine s. g. Hülsen-Schraubstopfbüchse.

In vielen Fällen wird man zum Schmieren der Kolbenstangen ein geeignetes Schmiergefäss aufschrauben. Bei Fig. 6 wird die Stange durch ein Docht, welches mit dem in der Flansche der Stopfbüchse befindlichen Oelbehälter in Verbindung steht, geschmiert.

VIII. Abteilung.

Zapfen, Achsen, Wellen und Stellringe.

Zapfen.

Sie dienen als Unterstützungspunkte der Wellen und Achsen und haben cylindrische, konische oder kugelförmige Gestaltung. Im allgemeinen zerfallen sie in Trag- und Stützzapfen und je nach der Art der Beanspruchung durch die Belastung in Stirn-, Gabel-, Hals- und Spurzapfen.

Stirnzapfen sind solche Zapfen, welche an den Enden einer Welle oder Achse sitzen. Der Stirnzapfen erhält entweder an einen oder an beiden Enden einen Anlauf, dessen Höhe sich bestimmt nach der empirischen Formel

$e = 3 + 0{,}07\ d$ 1

oder auch $e = 2{,}5 + 0{,}05\ d$

Die Anlaufbreite ist gleich 1,5 der Anlaufhöhe.

Bezeichnen d in mm den Zapfendurchmesser,
l „ „ „ die Zapfenlänge,
P in kg den Zapfendruck (Belastung des Zapfens),
e in mm die Anlaufhöhe,
n die Anzahl der Umdrehungen pro Minute,

so findet man

1. Für schmiedeeiserne Stirnzapfen, wenn diese auf Bronce oder einem sonstigen Lagerschalenmetall laufen:

a) $n < 150$
$d = {}^{9}/_{8} \sqrt{P}$
$l = 1{,}5\ d$ 2

b) $n > 150$
$d = 0{,}32 \sqrt{P}$
$l = 0{,}12\ d \sqrt{n}$ 3

2. Wenn Gussstahl-Stirnzapfen wie oben gelagert:

a) $n < 150$
$d = 0{,}95 \sqrt{P}$
$l = 1{,}78\ d$ 4

b) $n > 150$
$d = 0{,}28 \sqrt{P} \sqrt[4]{n}$
$l = 0{,}15\ d \sqrt{n}$ 5

3. Gusseiserne Stirnpzapfen wie oben gelagert. Die Umdrehungszahl soll 200 nicht überschreiten.

$n <$ oder $= 200$
$d = 1{,}5 \sqrt{P}$
$l = 1{,}3\ d$ 6

In nachstehender Tabelle sind die Ergebnisse der Formeln 2, 3 und 6 zusammengestellt.

Tabelle der Durchmesser der Stirnzapfen.

Durchmesser und Anlaufhöhe		Zapfendruck P					
		Gusseisen	Schmiedeeisen				
d	e	n bis 200 $l = {}^4/_3\,d$	n bis 150 $l = 1,5\,d$	n = 150 bis 350 $l = 2\,d$	n = 350 bis 500 $l = 2,5\,d$	n = 500 bis 800 $l = 3\,d$	n = 800 bis 1200 $l = 4\,d$
27	5	324	583	395	316	281	197
30	5	400	720	535	428	353	267
33	6	484	871	641	513	428	320
37	6	608	1095	806	645	538	406
40	6	711	1280	943	754	628	471
45	6	900	1620	1193	954	795	595
50	7	1111	2000	1473	1178	982	736
55	7	1344	2420	1781	1425	1183	890
60	8	1600	2880	2120	1696	1413	1060
65	8	1877	3380	2689	2151	1659	1344
70	8	2177	3920	2886	2309	1924	1443
75	8	2500	4500	3312	2650	2208	1656
80	9	2844	5120	3770	3016	2513	1885
85	9	3211	5780	4256	3405	2837	2128
90	10	3600	6480	4771	3817	3181	2385
95	10	4011	7220	5316	4253	3544	
100	10	4444	8000	5891	4713	3927	
105	10	4900	8820	6494	5195	4329	
110	11	5377	9680	7127	5702	4751	
115	11	5877	10580	7790	6232	5193	
120	12	6400	11520	8483	6786		
130	12	7511	13520	9955	7964		
140	13	8933	15680	11546	9237		
150	13	10000	18000	13253	10602		
160	15	11377	20480	15080	12064		
170	15	12844	23120	17022			
180	16	14440	25920	19084			
190	16	16044	28880	21223			
200	17	17777	32000	23560			
210	18	19600	35280	25975			
220	18	21511	38720				
240	20	25600	46080				
260	20	30044	54080				
280	23	34844	62720				
300	24	40000	72000				

4. Schmiedeeiserne Stirnzapfen in Gusseisen gelagert.

$$\left.\begin{aligned} d &= 1{,}2\sqrt{P} \\ l &= 1{,}75\, d \end{aligned}\right\} \qquad 7$$

5. Schmiede- und gusseiserne Zapfen, welche sich nur langsam, zeit- oder stossweise drehen (an Balancier- und Hebelachsen).

$$\left.\begin{aligned} &\text{Ist } l = d, &&\text{so ist } d = 0{,}82\sqrt{P} \\ &\text{„ } l = 0{,}75\, d, &&\text{„ „ } d = 0{,}71\sqrt{P} \\ &\text{„ } l = 0{,}5\, d, &&\text{„ „ } d = 0{,}55\sqrt{P} \\ &\text{„ } l = 0{,}33\, d, &&\text{„ „ } d = 0.47\sqrt{P} \end{aligned}\right\} \text{Für Schmiedeeisen} \qquad 8$$

$$\left.\begin{aligned} &\text{Ist } l = d, &&\text{so ist } d = 1{,}16\sqrt{P} \\ &\text{„ } l = 0{,}7\, d, &&\text{„ „ } d = \sqrt{P} \\ &\text{„ } l = 0{,}5\, d, &&\text{„ „ } d = 0{,}82\sqrt{P} \\ &\text{„ } l = 0.33\, d, &&\text{„ „ } d = 0{,}67\sqrt{P} \end{aligned}\right\} \text{Für Gusseisen} \qquad 9$$

Für die Stirnzapfen der Wasserradwellen erhält man:

Für Bessemerstahl in Bronze oder Weissmetall:

$$\left.\begin{aligned} l &= 1{,}7\, d \\ d &\geqq 1{,}07\sqrt{P} \end{aligned}\right\} \qquad 10$$

Für Schmiedeeisen in Bronze oder Weissmetall:

$$\left.\begin{aligned} l &= 1{,}7\, d \\ d &\geqq 1{,}125\sqrt{P} \end{aligned}\right\} \qquad 11$$

Für Schmiedeeisen in Gusseisen:

$$\left.\begin{aligned} l &= 1{,}75\, d \\ d &\geqq 1{,}2\sqrt{P} \end{aligned}\right\} \qquad 12$$

Für Gusseisen in Bronze oder Weissmetall:

$$\left.\begin{aligned} l &= 1{,}5\, d \\ d &\geqq 1{,}6\sqrt{P} \end{aligned}\right\} \qquad 13$$

6. Für die hohlen gusseisernen Stirnzapfen vom äusseren Durchmesser d_a und innerem Durchmesser d_i erhält man bei gleicher Länge l mit dem massiven gleichwertigen gusseisernen Zapfen vom Durchmesser d

$$\frac{d_a}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4}} \qquad 14$$

wobei für gewöhnliche Fälle zu nehmen ist

$$\frac{d_i}{d_a} = 0{,}6 \text{ oder } 0{,}7 \qquad 15$$

Folgende Zahlenreihe 16 giebt d_i und d_a für verschiedene Verhältnisse.

Für $d_i = 0{,}8\, d_a = 0{,}75\, d_a = 0{,}7\, d_a = 0{,}6\, d_a = 0{,}5\, d_a = 0{,}4\, d_a = 0{,}3\, d_a = 0{,}2\, d_a$ 16
„ $d_a = 1{,}19\, d = 1{,}13\, d = 1{,}1\, d = 1{,}05\, d = 1{,}02\, d = 1{,}01\, d = 1{,}003\, d = 1{,}004\, d$

7) Konische Zapfen. Diese werden angewendet, wenn ein Herabsinken der Achse des Zapfens bei Abnützung der Lagerschale verhütet werden soll (z. B. bei Drehbänken). Wenn die in der Achsenrichtung wirksame Kraft klein ist, wendet man Spitzzapfen an.

8) Der kugelförmige Tragzapfen. Dieser findet fast ausschliesslich als Kurbelzapfen (bei Dampfmaschinen, Sägegattern etc.) Verwendung. Der kugelförmige Zapfen erfüllt nur dann seinen Zweck, wenn er eine wirklich kugelförmige Oberfläche hat. Ist dies nicht der Fall, so ist der cylindrische Zapfen vorzuziehen. Gewöhnlich nimmt man den Wert $\frac{l}{d} = 1{,}25$; in diesem Falle ist der Kugelzapfen vom Durchmesser d_1 = dem cylindrischen Zapfen vom Durchmesser d_1 wenn $d_1 = 1{,}4\, d$.

Hier bedeutet l die Länge und d den Durchmesser des Zapfens.

9) Gabelzapfen. Diese sind meist kurze, stählerne oder schmiedeeiserne Wellenstücke, welche mit beiden Enden in Backen oder in einer Gabel eingeschlossen sind.

Bezeichnet hierbei P in kg die Belastung,
d „ mm den Durchmesser,
l „ „ die Länge des Zapfens, so wird

für $l = d = 1\frac{1}{4}\,d = 1\frac{1}{2}\,d = 1\frac{3}{4}\,d = 2\,d$ genommen

$$d = 0{,}57\sqrt{P} = 0{,}7\sqrt{P} = 0{,}7\sqrt{P} = 0{,}75\sqrt{P} = 0{,}8\sqrt{P} \qquad 17$$

10. Halszapfen. Diese kommen fast ausschliesslich bei Torsionswellen vor und erhalten demgemäss einen grösseren Durchmesser als die Stirnzapfen von demselben direkten Drucke (meistens gleich der Welle an denen er sich befindet). Die Länge ist gleich der des gleichbelasteten Stirnzapfens zu nehmen, obwohl eine Vergrösserung derselben statthaft ist.

11. Spurzapfen. Diese werden auf Druck in der Richtung ihrer geometrischen Achse beansprucht und werden entweder von Schmiedeeisen oder aus Gussstahl hergestellt.

Bezeichnet n die Anzahl der Umdrehungen pro Minute
P in kg den Druck auf den Zapfen in der Richtung der Achse,

so ist der Durchmesser des Zapfens bei schmiedeeisernen Zapfen auf Bronze laufend und $n \geqq 100$:

$$P = \frac{32\,d^2}{n};\; d = 0{,}177\sqrt{P\,n} \qquad 18$$

bei stählernen Zapfen:

$$P = \frac{50\,d^2}{n};\; d = 0{,}141\sqrt{P\,n} \qquad 19$$

Ist $n \leqq 100$, so wird für Zapfen aus Schmiedeeisen

$$P = 0{,}32\,d^2;\; d = 1{,}77\sqrt{P} \qquad 20$$

Für Zapfen aus Stahl:

$$P = 0{,}5\,d^2;\; d = 1{,}41\sqrt{P} \qquad 21$$

Bei sehr langsam gehenden Zapfen, wo das n sehr klein ist, kann der Auflagedruck der Stirnfläche des Spurzapfens doppelt so gross genommen werden als für $n \leqq 100$ angenommen ist. Hierdurch wird für Zapfen aus Schmiedeeisen

$$P = 0{,}64\,d^2;\; d = 1{,}25\sqrt{P} \qquad 22$$

Für Zapfen aus Stahl:

$$P = d^2;\; d = \sqrt{P} \qquad 23$$

Für Spurzapfen, welche unter Wasser laufen, verwendet man als Spurplatten Pockholz. Es kann hierbei der Auflagerdruck $2\frac{1}{2}$ mal so gross angenommen werden als bei Eisen- oder Stahlzapfen, welche auf Bronze laufen, also für Zapfen aus Schmiedeeisen

$$P = \frac{80\,d^2}{n};\; d = 0{,}112\sqrt{P\,n} \qquad 24$$

Für Zapfen aus Stahl:

$$P = \frac{125\,d^2}{n};\; d = 0{,}09\sqrt{P\,n} \qquad 25$$

12. Die Kamm- oder Ringzapfen. Figur 3 Tafel 25. Diese bilden eine besondere Art von Zapfen, welche den Druck durch eine Anzahl von Ringen aufnehmen und auf das Lager übertragen. Sie finden Verwendung als Stützzapfen (Spurzapfen) sowie auch als Tragzapfen (Halszapfen) Verwendung.

Man nehme nach der Figur 3 Tafel 25, wenn D den mittleren Durchmesser des Zapfens und D_1 den inneren bedeutet:

$$\left.\begin{array}{l} b = 2{,}21\sqrt{D} \text{ oder } 2{,}21\sqrt{D_1} + 3 \\ c = b\;;\; c_1 = c \text{ bis } \frac{5}{4}\,c \text{ für Schmiedeeisen in Bronce laufend} \end{array}\right\} \qquad 26$$

Die Anzahl der Ringe i ergiebt sich, wenn P der Zapfendruck und n die Umdrehungszahl pro Minute bedeutet, aus

$$i = \frac{P\,n}{50\,b\,c} \qquad 27$$

Bei Stahlzapfen kann 80 statt 50 gesetzt und c = 0,8 b genommen werden.

Einige der wichtigsten Zapfenverbindungen zeigen die Figuren 1 bis 5 Tafel 16 und Figuren 1 und 2 Tafel 17. Die Figur 1 Tafel 16 zeigt die Verbindung eines Stirnzapfens mit einer Gusswelle, Fig. 2 die Verbindung eines Spurzapfens mit einer Gusswelle. Fig. 3, 4 nnd 5 Tafel 16 und Fig. 1 und 2 Tafel 17 zeigen übliche Verbindungen eiserner Zapfen mit Holzwellen.

Die Fig. 3 Tafel 16 zeigt einen s. g. Spitzzapfen. Fig. 4 den künstllchen Hakenzapfen. Fig 5 einen gusseisernen Ringzapfen; die Flügel eines vierblättrigen Blattzapfens sind von einer konischen Hülse umgeben, welche durch vier eingelegte Anker festgehalten wird. Zum bessern Aufbringen einer Radnabe ist die Hülse mit Keilbahnen versehen. Die Fig. 1 und 2 auf Tafel 17 zeigen einen gusseisernen Blatt- oder Flügelzapfen. Derselbe wird zwei-, drei- oder vierblättrig ausgeführt. Die Länge l dieser Zapfen bestimmt sich entsprechend aus den Formeln 10 bis 13.

Achsen und Wellen.

Achsen sind die zur unveränderten Uebertragung rotierender Bewegung dienenden Maschinenteile, welche nur auf Biegungsfestigkeit in Anspruch genommen werden.

Die Achsen werden aus Schmiedeeisen, Gusseisen, Gussstahl und Holz (Eiche, Buche und Kiefer) hergestellt. Sie sind zur Aufnahme von Rädern bestimmt, durch welche die rotierende Bewegung einer Achse auf eine zweite übertragen wird. Wird dieselbe blos an einer Stelle ihrer Länge belastet, so heisst sie einfach belastete, in anderen Fällen zwei- und mehrfach belastete Achse.

Den Teil der Achse, auf welchem Räder befestigt werden, nennt man den Achsenkopf. Sind zwei oder mehrere Achsenköpfe vorhanden, so nennt man das zwischen ihnen liegende Achsenteil Schaft, während die meist konisch auslaufenden Wellenenden die Schenkel der Achse genannt werden.

Die Querschnittsformen der Achsen sind bei Schmiedeeisen kreisförmig, bei Gusseisen entweder voll oder hohl kreisförmig; kreuz- oder sternförmigen Querschnitt zu verwenden ist sachlich unrichtig und unrationell; die Berechnung der Dimensionen der Querschnitte geschieht nach den Regeln der Festigkeitslehre.

Unter Wellen versteht man im Maschinenbau diejenigen Maschinenelemente, welche zur Uebertragung rotierender Bewegung dienen und hierbei entweder nur drehenden, oder drehenden und liegenden Kräften ausgesetzt sind.

Danach unterscheidet man:

1) reine Torsionswellen, wenn nur drehende Kräfte;
2) belastete Wellen, wenn ausser den verdrehenden auch biegende Kräfte in denselben auftreten.

Die Wellen sind fast ausschlieslich cylindrisch geformt, sie werden fast nur aus Schmiedeeisen, seltener aus Gusseisen und Gusstahl gefertigt und kommen sowohl stehend als auch schräg und liegend vor. Die Länge derselben ist durch die Anlage, durch den geometrischen Zusammenhang der Maschine bedingt. Sobald diese Länge aber das Mass (ca. 5 bis 7 m) der practisch in einem Stücke ausführbaren Wellen überschreitet, muss man mehrere Wellenstücke mit einander durch Kupplungen (siehe später) zu einem Wellenstrange verbinden.

Für nachstehende Formeln bezeichne P in kg die Kraft, welche eine Welle verdreht,
R in mm den Hebelsarm der verdrehenden Kraft, (die Entfernung des Angriffspunktes der Kraft von der Wellenmitte, bei Zahnrädern und Riemenscheiben der Halbmesser).
N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken (1 Pferdekraft = 75 Sekundenkilogrammeter).
n die Anzahl der Umdrehungen der Welle pro Minute,
d in mm den Wellendurchmesser,
L in Metern der Länge der Welle,

1. Soll eine Welle unter blosser Berüksichtigung der Festigkeit konstruiert werden, so nehme man: a) Für Schmiedeeisen:

$$d = 0{,}95 \sqrt[3]{P R} = 84{,}7 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \qquad \text{28}$$

b) Für Gusseisen:

$$d = 119 \sqrt[3]{P\,R} = 106{,}7 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \qquad 29$$

2. Lange Transmissionswellen berechnet man so, dass sie sich für jeden laufenden Meter ihrer Länge um $^1/_4{}^0$ verdrehen; in diesem Falle ist:

Für Schmiedeeisen

$$d = 4{,}13 \sqrt[4]{P\,R} = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \qquad 30$$

Nach obigen Formeln 28 und 30 ist nachstehende Tabelle berechnet.

Tabelle schmiedeeiserner Wellen.

Durchmesser d	Auf Festigkeit berechnet.		Auf Verdrehung berechnet. (Transmissionswellen.)	
	Drehmoment P. R	$\frac{N}{n}$	Drehmoment P. R	$\frac{N}{n}$
30	32968	0,046	2776	0,004
35	50511	0,071	5142	0,007
40	75398	0,105	8773	0,012
45	107354	0,150	14053	0,020
50	147263	0,206	21418	0,030
55	196096	0,274	31359	0,044
60	254470	0,355	44413	0,062
65	323636	0,452	61173	0,085
70	404088	0,564	82280	0,115
75	497012	0,694	108430	0,151
80	603487	0,842	140367	0,196
85	723501	1,010	178888	0,250
90	858835	1,199	224842	0,314
95	1010073	1,411	279126	0,390
100	1178100	1,645	342694	0,478
110	1568057	2,19	501738	0,71
120	2035756	2,84	710610	0,99
130	2588286	3,61	978768	1,37
140	3232706	4,51	1316493	1,84
150	3976088	5,55	1734888	2,42
160	4825498	6,74	2245879	3,14
170	5788005	8,08	2862215	4,00
180	6870679	9,59	3597465	5,02
190	8080588	11,28	4466022	6,24
200	9424800	13,16	5483104	7,66
220	2541231	17,51	8027813	11,21
240	6286054	22,74	11369764	15,88
260	20706285	28,91	15660293	21,87
280	25861651	36,11	21063893	29,41
300	31808700	44,41	27758214	38,76

Die Fig. 4 Tafel 17 zeigt eine Achse mit zweifacher, gleicher Belastung an den Stellen A und B d. h. es ist $P_2 = P_3 = P = P_1$; die Zapfen sind für die Zapfendrücke P und P_1, nach den vorhergegangenen Formeln zu bestimmen und die Belastungstellen A und B, erhalten ihre Durchmesser nach den durch die Zapfendrücke sich ergebenden gleichen Biegungsmomente. Hat die in der Fig. 5 Tafel 17 gegebene hohle Welle ebenfalls zwei gleiche Belastungen, so werden die Dimensionen der hohlen Zapfen für den Druck $P = P_1$, nach der F. 14 resp. nach der im Anchluss hieran gegebenen Zahlenreihe 16 berechnet. Auch würde sich nach 16 die durch die Biegungsmomente und ev. Torsionsmomente erhaltene massive Welle in die hohle umrechnen lassen, wenn für $d = D$, $d_a = D_2$ und $d_i = D_1$ (siehe die Fig. 6 und 7 Tafel 17) gesetzt wird.. Die Fig. 3 Taf. 17 zeigt eine Wasserradwelle, wobei A zur Aufnahme eines Stirnrades, B und C zur Aufnahme der Rosettennaber des Wasserrades dient. Die Aufnahmestellen sind entsprechend den biegenden nnd ved drehenden Momenten verschieden gehalten. Zum Heben der Welle mittelst Winde sinan den Enden kantige Ansätze k angeordnet.

Stellringe.

Ein in dem gesamten Maschinenbau allgemein angewendetes und bei Transmissionsanlagen geradezu unentbehrliches Glied ist der Stellring; derselbe soll die Achssn und Wellen gegen seitliche Verschiebung sichern. Die Stellringe werden also da Verwendung finden, wo zur Erreichung des genannten Zweckes eingedrehte Zapfen, aufgeschweisste Bunde vermieden werden sollen resp. wo die Montirung eine ev. Verschiebung oder Nachtsellung fordert. Die Stellringe werden vorzugsweise aus Schmiedeeisen, solche mit kleinerer Bohrung auch aus Gusseisen hergestellt. Die Fig. 8 Tafel 17 zeigt einen Stellring und die zugehörige Stellschraube die Fig. 9 und 10.

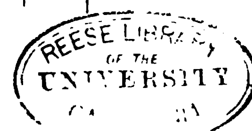
Die Stellschrauben, deren die Stellringe gewöhnlich zwei Stück unter 120° auseinander stehend erhalten, werden vorteilhaft aus Stahl hergestellt und gehärtet. Zur Vermeidung der Uebelstände, welche bei spitzen, zugeschärften oder abgerundeten Enden der Stellschrauben vorkommen, empfiehlt es sich, die Stellschrauben auszufräsen, also nach Fig 9 oder 10 Tafel 17 auszuführen. Die Stellschrauben erhalten viereckige Köpfe und liegeu rücksichtlich der gesetzlichen Vorschrift (Unfall) versenkt im Stellring. Nachstehende Tabelle giebt, mit Bezug auf die Fig. 8, 9 und 10, Dimensionen der Stellringe.

Gusseiserne Stellringe.

D	b	h	δ	e
25	18	35	10	6
30	20	35	10	6
35	20	35	10	6
40	23	40	13	8
45	23	40	13	8
50	25	40	13	8
55	25	40	13	8
60	28	45	16	11

Schmiedeeiserne Stellringe.

D	b	h	δ	e
25	15	20	10	6
30	17	22	10	6
40	19	24	13	8
50	21	26	13	8
60	23	28	16	11
70	25	32	16	11
80	26	35	19	13
90	30	40	19	13



D	b	h	δ	e
65	28	45	16	11
70	28	45	16	11
75	28	45	16	13
80	33	50	17	13

D	b	h	δ	e
100	34	45	22	14
120	38	50	22	14
140	42	55	25	16
160	45	60	25	16
180	48	65	25	16
200	52	70	25	16

IX. Abteilung.

Kupplungen.

Unter Kupplung versteht man die unmittelbare Verbindung zweier Wellen in der Art, dass ihre Achslinien in eine gerade Linie zusammenfallen und sich beide nach derselben Richtung und mit gleicher Winkelgeschwindigkeit bewegen; sie dient also zur Herstellung langer Triebwellen, welche nicht aus einem Stück gefertigt werden können; auch ist es oft nötig, dass ein Teil einer Wellenleitung (Transmission) mit darauf befindlichen Bewegungsteilen eine Zeit lang ausser Thätigkeit zu setzen, während die Bewegung oder die Rotation des andern Teiles fort besteht; man unterscheidet daher feste, bewegliche und lösbare oder Ausrückkupplungen.

1. Feste Kupplungen. Eine Kupplung einfachster Art ist die Muffenkupplung, siehe Fig. 1 Tafel 18. Es ist dies ein Hohlcylinder, welcher auf die beiden sich berührenden Wellenendeu aufgeschoben und mit diesen durch Nasenkeile verbunden wird. Die Wandstärke der Muffe nehme man erfahrungsgemäss

$$s = 0{.}4\,d + 10 \qquad 1$$

Die Länge der Muffe nimmt man

$$l = 3\,d \qquad 2$$

Trotz der Einfachheit dieser Kupplung hat sie den Nachteil, dass ihre Lösung oft Schwierigkeiten verursacht, indem das Herausschlagen der Nasenkeile sehr häufig misslingt und auch die Verschiebung des Muffes oft grosse Schwierigkeiten beim Demontieren bietet. Die Nasenkeile sind nach der Gewerbeordnung für das deutsche Reich verboten resp. nach der Unfallverhütungsvorschrift mit einem s. g. Keilnasenschutz zu versehen; hierzu gehört der Schmidt'sche Universal-Keilnasenschutz, welcher an allen vorkommenden Kupplungen, Riemenscheiben und Rädern sofort mit der Hand aufgesetzt werden kann.

Die Scheibenkupplung, Fig. 2 Tafel 18 hat diese Nachteile nicht. Auf jedem der beiden Wellenenden sitzt eine mit einer Nabe versehene aufgekeilte Scheibe (welche unter Umständen auch zugleich als Riemenscheibe dienen kann) die durch Schrauben miteinader verbunden werden. Das eine Wellenende greift mit einem Ansatz in die andere Scheibe ein, damit die Achsen der Wellen zusammenfallen. Die Verbindungschrauben haben das drehende Moment von einer Scheibe auf die andere zu übertrageu und sind daher transversal auf Abscheerung beansprucht und könnten die Dimensiouen derselben dementsprechend

berechnet werden. Man nimmt jedoch die Anzahl der Schrauben, wenn d der Durchmesser der treibenden Welle ist:

$$a = 3 + \frac{1}{50} d \qquad 3$$

Die Wandstärke δ (siehe Fig. 2) bestimmt sich auch hier nach Formel 1. Die andern Verhältnisse sind in der Fig. 2 eingeschrieben.

Eine s. g. Schalenkupplung, welche sich durch ihre Einfachheit in der Konstruktion auszeichnet, zeigt die Fig. 3.

Ist d der Wellendurchmesser als Einheit, so ist die Länge der Kupplungschalen

$$L = 90 + 2{,}7\ d \qquad 4$$

Die Wandstärke der Kupplungsschalen:

$$s_1 = 15 + 0{,}28\ d \qquad 5$$

Der Durchmesser der Verbindungsschrauben:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{Bei 6 Schrauben:} & \delta = 10 + 0{,}10\ d \\ \text{„ 4 „} & \delta = 12 + 0{,}12\ d \\ \text{„ 3 „} & \delta = 13 + 0{,}13\ d \end{array}\right\} \qquad 6$$

Durchmesser K der Kupplung:

$$K = 50 + 2{,}2\ d \qquad 7$$

Die Länge der Kupplung richtet sich im allgemeinen nach der Anzahl der Schrauben und man kann jene darnach feststellen, dass man die achsialen Abstände bemisst nach

$$a = 30 + 0{,}8\ d \qquad 8$$

Die s. g. Rohrkupplung zeigt die Fig. 4. Diese besteht aus zwei schwach konischen Halbschalen, die in die konische Bohrung einer rohrartigen Hülse hineinpassen. Die Federn werden in die Wellenenden eingelegt und die entsprechenden Nuten in die Schalen eingehobelt. Das Anziehen erfolgt durch zwei Schrauben, die lose zwischen den Halbschalen liegen. Die Bezugseinheit für diese Figur ist:

$$\delta = 0{,}35\ d + 10 \qquad 9$$

2. Bewegliche Kupplungen. Es zerfallen die beweglichen Kupplungen in solche, welche in der Achsenrichtung, senkrecht zu derselben und dem Achsenwinkel nach eine Bewegung gestatten.

Eine Kupplung, welche eine kleine Längsbewegung und geringe Richtungsänderung der geometrischen Achse erlaubt, ist die Scharp'sche Klauenkupplung Fig. 5 Taf. 18. Jede der beiden Kupplungshälften trägt 2 oder 3 prismatische Zähne, welche in entsprechende Vertiefungen der andern Hälfte mit Spielraum eingreifen. Die Bezugseinheit ist:

$$b = d + 10 \qquad 10$$

Für die Verbindung sich schneidender Achsen ist die einfachste Vorrichtung das Universalgelenk oder der Hook'sche Schlüssel, Fig. 1 Tafel 19. Die eingeschriebenen Verhältnisse beziehen sich ebenfalls auf die Einheit b der Formel 10; die Wellenenden sind mit Gabeln und einem kreuzförmigen Mittelstück mit rechtwinklich zu einander stehenden Schenkeln, durch welches die Bewegung einer Gabel auf die andere übertragen wird, versehen. Es findet hierbei jedoch eine ungleichförmige Bewegungsübertragung statt, da die Ebene des Kreuzstückes stets den Winkel der beiden Achsen halbiren muss, was bei der gewöhnlichen Universalkupplung nicht der Fall ist. Diese Ungleichförmigkeit in der Bewegung lässt sich ausgleichen, wenn man zwischen die zu verbindenden Wellen eine Zwischenwelle einschaltet, welche mit jeder durch ein Universalgelenk verbunden ist und gegen dieselbe beiderseits gleiche Winkel bildet. Der Ablenkungs-Winkel kann bis zu 40^{0} betragen. Dieser s. g. Hook'sche Schlüssel findet bei dem Betriebe (Göpel) der landwirthschaftlichen Maschinen hauptsächlich Anwendung.

3. Lösbare oder Ausrückkupplungen. Darunter versteht man solche zweiteilige Mitnehmer oder Zahn-Kupplungen, deren Teile unter Anwendung besonders hierzu geeigneter Vorrichtungen (Hebel) bequem und rasch in resp. ausser Eingriff gebracht werden können und nennt sie deshalb auch wohl lösbare Kupplungen. Fast bei jeder Arbeitsmaschine wird der Antrieb von der Transmission so angelegt, dass nach Erfordern die Maschine

rasch und für sich allein aus oder eingeschaltet, aus- oder eingerückt werden kann, dass man also die betreffende Maschine bei fortgesetzter Drehung (oder wohl auch beim Ruhezustande) der Trannmissionswelle ungehindert zum Stillstande resp. zum Gange bringen kann. Ebenso ist es bei manchen, namentlich grösseren Anlagen wünschenswert, dass ein ganzer Zweig der Transmission, also z. B. die sämtlichen Arbeitsmaschinen eines Fabriksaales ungehindert zum Stillstande resp. zum Gange bringen kann. Wird die eine Hälfte der Klauenkupplung Fig. 5 nicht fest, sondern der Länge nach verschiebbar auf dem zugehörigen Wellende angebracht, sc eignet sich diese Kupplung auch zur zeitweisen Abstellung und Einrückung der Bewegungsübertragung, nur erhält in diesem Falle die verschiebbare Muffenhälfte eine verlängerte Muffenhülse und Ringnute, welche durch einen Hebel gefasst werden kann, so dass durch die Bewegung dieses Hebels ein Ein- oder Ausrücken der Kupplung bewerkstelligt wird. Die Einrückung dieser Kupplung während des Ganges in Form von Fig. 5 ist schwierig, und sicherer zu erreichen, wenn die Zähne schräg nach Fig. 6 Tafel 18 geformt werden. Den Muffenring mit Ausrückhebel zeigt Fig. 7. Die Zahl der Mitnehmerzähne betrage mindestens zwei.

Zur Bestimmung einer passenden Zähnenzahl diene

$$Z = 1 + \frac{d}{40} \qquad 11$$

Die in der Fig. 6 Tafel 18 eingeschriebenen Verhältnisszahlen beziehen sich auf

$$\delta = 5 + \frac{d}{3} \qquad 12$$

worin d den Durchmesser der Wellen bezeichnet. Diese Klauenkupplung ermöglicht ein bequemes Einrücken, das jedoch nur im Ruhezustand oder bei geringen Geschwindigkeiten resp. Geschwindigkeitsdifferenzen zulässig ist, da in andern Fällen beim Einrücken Stösse entstehen, welche zu Brüchen führen.

Als Ausrückungskupplungen eignen sich am besten s. g. Frictionskupplungen. Diese bestehen in einem mit der treibenden Welle fest verbundenen Konus (Voll- oder Hohlkonus) gegen welchen ein auf der getriebenen Welle verschiebbarer, kongruenter Konus gepresst wird, welcher sodann an der Rotation des ersteren teilnimmt und dieselbe dem getriebenen Wellenstücke mitteilt.

Die Figur 8 Taf. 18 zeigt die Hälfte einer Frictions- oder Reibungskupplung. Die Bezugseinheit ist

$$\delta = 0{,}35\ d + 8 \qquad 13$$

und der mittlere Kegelhalbmesser r schwankt zwischen 3 d bis 6 d.

Die Ausrückvorrichtung einer solchen Frictionskupplung, wobei der eine Konus direkt mit dem konischen Rade verbunden ist, zeigt die Figur 2 auf Tafel 19.

Die Amerikanische Frictionskupplung von Friedrich zeigt die Figur 3. Diese Kupplung besteht aus einer äussern cylindrischen Schale oder Hülse, in welche sich ein Bremsring einlegt, der an einer Stelle ein Segment der innern Kupplungsscheibe aufnimmt. Hinter dieser sitzt die Ein- und Ausrückscheibe in der Längenrichtung verschiebbar auf der Welle, so dass sich durch Nähern der erstern gegen die Kupplungsscheiben zwei Eisenschenkel gegen den Bremsring legen und diesen gegen die äussern Kupplungshülse pressen. Dieses Anpressen des Reibungsringes gegen die feste Kupplungsscheibe erfolgt mittelst Doppelhebelübersetzung und so gleichmässig, dass die Bewegungsübertragung stossfrei erfolgt. Eine Anordnung, in der die Kupplung mit einer Riemenscheibe in Verbindung gebracht ist, nebst Ausrückvorrichtung zeigt die Fig. 4 Tafel 19.

Die Figuren 1, 2, 3 und 4 Tafel 20 zeigen die von der Berlin-Anhaltische Maschinenbau - Actien - Gesellschaft ausgeführten Frictionskupplungen nach dem System Dohmen-Leblanc. Auf der Welle a, siehe Figur 2 und 3, sitzt die Hülse c, welche sich mit der Welle a dreht und sich auf derselben verschieben lässt. Auf der Welle b sitzt fest die Scheibe s. Durch Verschiebung der Hülse c auf der Welle a werden mittelst der hakenförmigen Druckstangen e die vier Gleitklötze f in einem auf a festsitzenden Armkreuze g verschoben und entweder gegen die innere Ringfläche der Scheibe s gedrückt oder von dieser entfernt. Im erstern Falle wird durch die entstehende Reibung die Welle

b mit a verkuppelt, im letzteren Falle dagegen wird die Reibung aufgehoben und es erfolgt Stillstand der getriebenen Welle. Die hakenförmigen Schubstangen e, welche aus Stahl gefertigt werden, sind elastisch und können dementsprechend in der Druckrichtung nachgeben. Sie werden beim Einrücken der Kupplung über die Mittelebene hinausgeschoben, womit Selbstauslösung vermieden ist.

Die Bremsklötze werden auch nach Fig. 4 geriffelt ausgeführt. Nachstehende Tabelle giebt Masse dieser Reibungskupplung.

Wellendurchmesser. d	Aeusserster Durchmesser der Kupplung. D	Nach Fig. 2 Länge des Wellenendes für	
		Festscheibe a_1	Kreuz und Ausrückung $b_1 + c_1$
50	450	80	210
55	550	90	235
60	550	90	235
65	660	125	290
70	860	135	305
75	670	150	315
80	670	150	315
85	670	150	315
90	880	160	350
95	1040	195	425
100	1040	195	425
105	1040	195	425
110	1290	200	458
115	1290	200	458
120	1490	230	520
125	1490	230	520
130	1490	230	520
140	1700	260	585

Die Fig. 5 auf Tafel 19 veranschaulicht die Anordnung der Dohmen-Leblan'schen Kupplung bei grossen Kraftübertragungen. Rechts von der Kupplung ist ein Seller'sches Hängelager mit einem Bock als Stütze für den Ausrückhebel angeordnet; dieser Bock kann auch in der punktiert angegebenen Weise befestigt werden. Die Bewegung des Hebels geschieht hier mittelst Handrad und Schraube.

Die Fig. 3 Taf. 20 zeigt eine stellbare Frictionskupplung (Patent Mechwart) für Wellen, Zahnräder, Riemen- und Seilscheiben, ausgeführt von Ganz & Co.

a und b sind die beiden zu kuppelnden Wellen. Auf die Welle a ist die Frictionsscheibe c und auf b der Mitnehmer d mit den zwei Mitnehmerstangen d_1 aufgekeilt dessen eingesetzte Metallbüchse zur soliden Lagerung des Wellenendes a dient. Die Schmierung dieses Lagers versorgen die zum Einpressen von consistenter Schmiere eingerichteten Schmiervasen v.

Die Mitnehmerstangen geben den zwei Bremsbacken eine einfache, sehr exakte und und solide Führung und gestatten neben einer symmetrischen Führung, dass die Bremsbacken einen grossen Theil der Peripherie umschliessen können. Die Backen sind in dem mittleren Theile ausgespart, und geben blos an den zwei Enden eine Frictionsfläche. Dadurch sind die Vorteile erzielt, dass die Frictionsscheibe an vier Stellen symmetrisch angegriffen wird, was die Inanspruchnahme der Frictionsscheibe viel günstiger gestaltet, als wenn blos zwei entgegengesetzt wirkende Druckkräfte die Scheibe oval zu drücken bestrebt sind; ferner sind für die vier Auflage-Flächen blos zwei Führungen nötig, was gegen die Konstruktionen mit vier Führungen für vier Backen, ausser der Einfachheit, auch wegen der gleichmässigen Verteilung der Druckkräfte den Vorzug verdient. Auch wirken die Bremsbacken als Keile und es wird so ein Notbehelf wie die Riffelung der

Frictionsflächen erspart. Die Kniehebel, welche die Bremsbacken in der Symmetrie-Achse angreifen, sind mit der verschiebbaren Muffe e durch Winkelhebel i verbunden. deren Stellung durch das Verdrehen der excentrischen Bolzen s derart geändert werden kann, dass die Kniehebelwirkung bis zur Grenzstelle ausgenützt wird.

Die Muffe e wird in die Lage geschoben bei welcher ihre Stirnfläche r mit der des Mitnehmers t zusammenfällt und die excentrischen Bolzen verdreht, bis die Frictionsflächen der Backen die der Scheibe berühren. Die Stellschrauben s_1 werden angezogen und sichern die Bolzen gegen Verdrehen. Das scharfe Anpressen der Frictionsbacken erfolgt bei einem weiteren Vorschieben der Muffe.

Eine andere lösbare Reibungskupplung (System Lohmann & Stolterfoht) zeigt die Fig. 6 Taf. 20.

Diese Kupplung ermöglicht das schnelle und sichere Verbinden und Lösen von Wellen, konischen Zahnrädern, Stirnrädern, Riem- und Seilscheiben während des Betriebes bei jeder Umdrehungsgeschwindigkeit ohne Kraftaufwand durch einen leichten Zug am Ein- und Ausrücker, wobei jeder Längs- und Seitendruck in den Wellen, sowohl während des Betriebes als auch während der Ein- und Ausrückung vermieden wird. Sie ist die Kombination einer Reibungs- mit einer Klinkenkupplung und vereinigt die Vorzüge beider in sich, ohne die denselben anhaftenden Uebelstände zu besitzen.

Die Kupplung, deren eine Anordnungsweise zum Verbinden zweier Wellen aus Figur 6 ersichtlich ist, besteht im wesentlichen aus drei Teilen: dem mit Reibungsflächen versehenen Körper a, welcher auf der einen Welle festgekeilt wird und durch Schraubenbolzen mit dem Reibungsmantel b verbunden ist, dem mit Klinken g ausgestatteten, auf der andern Welle befestigten Körper i und dem lose über den Wellenstoss geschobenen Reibungskegel c, welcher mit Klinkenzähnen versehen ist, die mit dem Kinken g in und ausser Eingriff gebracht werden. Dieser Reibungskegel wird zwischen den entsprechenden Reibungsflächen von a und b der einen Kupplungshälfte durch einen sehr elastischen Druck genügend stark angepresst, um die zu übertragende Kraft bei guter Oelung der Reibungsflächen ohne Gleiten derselben übertragen zu können, und bleibt der Reibungswiderstand sowohl im aus- wie eingerückten Zustande bestehen, wird also nicht wie bei sonstigen Reibungskupplungen bei jedesmaligem Ausrücken aufgehoben. Der Druck resp. Widerstand ist regulirbar und durch einen zwischen d und a angebrachten Ring aus vulkanisirtem Gummi elastisch.

Die Verbindung zwischen c und der anderen Kupplungshälfte i ist die lösbare. Wie schon erwähnt, befinden sich an dem Reibungskegel Klinkenzähne, an Körper i Klinken g. Zum Eingriff werden dieselben durch eine Feder gebracht, ausgehoben durch excentrische Daumen m, der auf der Welle leicht verschiebbaren Ausrückhülse k, welch letztere durch den Ausrückhebel an Drehung verhindert ist. Zieht man diese Hülse durch einen leichten Zug von der Kupplung, so gelangen die Klinken unbehindert zum Eingriff und die Verbindung ist auf einfache zuverlässige Weise hergestellt. Wird die Hülse wieder gegen die Kupplung geschoben, so dass die excentrischen Daumen m sich unter die mit den Klinken fest verbundenen Hebel h schieben, so ist nach längstens einer halben Wellenumdrehung die Verbindung aufgehoben.

Die Wirkungsweise der Kupplung beim Einrücken besteht also darin, dass der stillstehende Maschinenteil durch Einwirkung des gleichmässigen Reibungswiderstandes unter allmählicher Beschleunigung dieselbe Geschwindigkeit, wie der treibende Teil erhält, wobei die Reibungsflächen unter abnehmender Geschwindigkeit so lange auf einander gleiten, bis die normale Geschwindigkeit erreicht ist, wodurch ein Stoss vollkommen vermieden wird. Dies geschieht je nach der Grösse der eingerückten Massen in kürzerer oder längerer Zeit, jedenfalls aber in der kürzesten Zeit, welche ohne Ueberanspruchung der Maschinen und Transmissionen möglich ist.

X. Abteilung.

Lager.

Lager sind diejenigen Maschinenteile, welche den Zweck haben, die Zapfen der Wellen und Achsen in ihrer rotierenden oder oscillierenden Bewegung so zu unterstützen, dass sie sich, ohne ihre Lage seitlich zu verändern, um ihre Achse bewegen können. Je nach der Lage der Welle oder Achse unterscheidet man:

a) Für liegende Wellen und Achsen: **Trag-Lager,**

b) Für stehende Wellen und Achsen: **Stütz- oder Spur-Lager.**

Zu ersteren gehören alle die, welche den Zapfendruck normal zur geometrischen Achse der Lagerhöhlung aufnehmen; zu letzteren alle diejenigen Lager, welche den Zapfendruck parallel zur geometrischen Achse der Lagerhöhlung, oder normal zur Stirnfläche aufnehmen. Je nach dem besonderen Zweck oder den vorhandenen Verhältnissen und der Befestigungsweise teilt man die Lager ein in:

Stehlager (Rumpflager, Bocklager, Kurbelwellenlager der Dampfmaschinen),
Wandlager (Stirnlager, Mauerkasten-Lager),
Decken- oder Hängelager und
Spur-Pfannen- oder Fusslager, Kammlager.

Die Hauptaufgabe dieser Lager ist, trotz der Verschiedenheit ihrer Anordnung, immer die gleiche. Die Hauptbestandteile eines vollständig ausgebildeten Lagers sind:

1. Die Lagerschalen,
2. Der Lagerschalenkörper oder das Gehäuse,
3. Die Lagerschrauben mit Muttern,
4. Die Lagerdeckel,
5. Die Sohlplatte.

Bei vereinfachten und deshalb unvollkommeneren Konstruktionen fehlt der eine oder andere dieser Bestandteile.

Die Lagerschalen sind diejenigen Teile, welche den Zapfen unmittelbar einschliessen. Sie bestehen entweder aus Stahl, Gusseisen, Messing, Rotgus , Bronce oder Weissmetall oder aus einer sonstigen Metalllegierung, auch fertigt man sie aus hartem Holze (Weissbuche, Buchsbaum oder Pockholz). Im allgemeinen ist auf die Wahl des Materials derselben grosses Gewicht zu legen, da hierdurch die Reibung und Abnutzung zwischen den einander berührenden Teilen wesentlich beeinträchtigt werden kann. Diese Wahl ist bedingt durch das Material des zu lagernden Zapfens, durch die Grösse des Druckes, welchen derselbe auf sein Unterstützungsorgan ausübt und durch die Grösse der Umdrehungsgeschwindigkeit pro Minute, sowie auch durch die absolute Zeitdauer, während welcher derselbe sich überhaupt dreht.

Je nachdem der eine oder der andere dieser Gesichtspunkte vorwiegend erscheint, kann jedes der zu bezeichneten Materialien vorteilhaft sein.

Die Form der Schalen ist, soweit es die Gestalt der Höhlung betrifft, durch die Form des zu lagernden Zapfens bestimmt, während äusserlich eine freie Wahl derselben gegeben ist. Die äussere Form ist in den meisten Fällen cylindrisch, seltener sechs- oder achteckig. Die Lagerschalen für Tragzapfen erhalten eine Teilung in 2, 3 oder 4 Teile durch Ebenen parallel zur Drehungsachse, wobei hauptsächlich zu beobachten ist, dass die grösste Druckrichtung nicht in die Richtung der Schalenfuge fällt. Der Lagerkörper ist dabei nach einer Seite offen gebildet. Die dadurch entstehende Oeffnung zum Einleg en der Schale wird durch eine Platte nachträglich geschlossen. So ergeben sich die verschiedenartigsten Schalenformen, zu deren Bettung sowohl, wie um die ausgelaufenen Schalenteile wieder ersetzen zu können, die Lager verschiedenartig gebildet werden müssen.

Das Nachziehen der Lagerschalen erfolgt am einfachsten und häufigsten durch Anziehen der Deckelschrauben, wenn die Richtung derselben mit der hauptsächlichsten Druckrichtung übereinstimmt und die Schalenfuge normal dazu liegt. In anderen Fällen

erhalten die Lagerschalen Nachstellung durch Stellschrauben, oder Keile, welchen durch Schrauben die nötige Bewegung erteilt werden kann. Hierbei ist es möglich, die Schalenfugen ganz beliebig zu legen.

Bei der Konstruktion der Lager ist besonders auf folgende Punkte zu achten:

1. Die Schalen dürfen sich nicht mit dem Zapfen drehen können; dies verhindert man durch eine geeignete Form der Lagerschalen.

2. Die Schalen dürfen sich nicht in der Achsenrichtung verschieben können; dies wird verhindert, indem man den Schalen seitliche Ränder giebt.

3. Die Lager müssen so eingerichtet sein, dass man durch Nachstellen der Schrauben das Lockerwerden des Zapfens verhindern kann, wobei zu berücksichtigen ist, dass das Achsenmittel der Welle in stets unveränderter Lage erhalten werden muss

4. Es müssen Schmiervorichtungen vorhanden sein, welche mit Sicherheit das ganze Lager fettig erhalten.

5. Die Lager müssen eine solche Anordnung erhalten, dass sie ohne grosse Umstände gereinigt und stets mit Leichtigkeit überwacht werden können.

6. Die Richtung des Zapfendruckes muss stets in die Schale und darf niemals in deren Fuge fallen. Die Schalen, sowie auch die Lagerkörper erhalten s. g. Planier- oder Arbeitsleisten, welche aufeinander passen und nur bearbeitet zu werden brauchen.

a) Stehlager. Ein einfaches Stehlager zeigt die Tafel 21. Dasselbe findet Verwendung bis zu 120 Millimeter Wellendurchmesser. Die Bezugseinheit für die eingeschriebenen Verhältnisse ist die Lagerbohrung (siehe auch Fig. 1 Tafel 22):

$d_1 = 1{,}15\ d + 10$ 1

Die Lagerschalenstärke

$e = 3 + 0{,}07\ d$ 2

Die Zapfen- oder Lagerschalenlänge:

$l = (d + 10) + 3\ e$ bis $(d + 20) + 3\ e$ 3

Die Deckelschraubenstärke:

$\delta = 0{,}2\ d_1$ 4

Befestigungs- und Fundamentschraubenstärke:

$\delta_1 = 0{,}22\ d_1$ 5

Bezüglich der Deckelkonstruktion ist zu bemerken, dass $m\,n = n\,o$ gemacht werden muss.

Ein Stehlager für Wellen, welche besonderen Stössen und Erschütterungen ausgesetzt sind, für Durchmesser bis zu 300 Millimeter, zeigt die Figur 1 Tafel 22. Auch hier ist die Bezugseinheit die Lagerbohrung d_1.

Ein Lager mit verstellbaren Unterschalen nach der Konstruktion des Prof. Bach zeigen die Figuren Tafel 24. Diese Lager finden hauptsächlich Verwendung bei der Lagerung der Wellen der Kropfwasserräder, welche mit geringem radialen Spielraum arbeiten sollen, bei der Lagerung der Wellen konischer Räder, indem hier darauf geachtet werden muss, dass durch das Nachstellen der Lagerschalen das Schneiden der Achsen der Wellen nicht oder nur wenig alteriert wird, bei der Lagerung von Dampfmaschinenwellen, sofern beide Lager sich voraussichtlich sehr verschieden abnutzen werden etc. Das Heben der Unterschale geschieht vermittelst schmiedeeisernen Keiles, der behufs Vermeidung des Festrostens unten und oben auf Bronceleisten gleitet. Um jederzeit die Lage des Keiles von aussen beurteilen zu können, sind in der tiefsten Lage der Schalen, also in der äussersten Rechtsstellung des Keiles die Stirnebenen der rechten Keilschraube und der rechten Mutter bündig, während die Stirnebene der linken Keilschraube um den ganzen Keilweg in der Mutter zurücksteht. Das Schmieren des Keiles geschieht bei abgenommenen Deckel durch das in der Figur angegebene Loch. Die eingeschriebenen Verhältnisse beziehen sich auf $d_1 = 1{,}15\ d + 10$.

Eine besondere Konstruktion von Stehlager zeigt die Figur 1 und 2 Tafel 27. Es ist dieses das Lorenz'sche Kugellager. Jede der beiden Lagerschalen sind für sich durch eine Kugel unterstützt, beziehungsweise festgehalten. Die untere Lagerschale ruht mittelst einer kleinen halbkugeligen Warze in einer entsprechenden Vertiefung des Lagerfusses und kann infolge dessen gewissermassen auf einem Punkte balancieren. Die obere

Schale besitzt in einer vorstehenden Warze eine halbkugelige Vertiefung, in welche der Kugelzapfen der Druckschraube eingreift, sodass beide Schalen in diesen zwei Kugeln gehalten sind und sich zu denselben innerhalb gewisser Grenzen beliebig einstellen können. Jede Schwankung einer Transmissionswelle, die durch Krümmung oder einseitige Belastung oder sonstige Ursache bedingt ist, wird von dem Lager aufgenommen und auf ein grösseres Wellenstück übertragen. Das Lager stellt sich jederzeit selbstthätig zu einer solchen Schwankung ein. Die zu dem Lager gehörige Sohlplatte zeigt die Figur 2 Tafel 27.

Die Dimensionen des Lorenz'schen Patentlagers giebt mit Bezug auf die in Figur 1 eingeschriebenen Bezeichnungen folgende Tabelle.

d	l	a	b	c	e	f	g	h	i	k	m
30	100	90	67	60	6	54	20	125	45	28	10
40	130	120	89	80	6	72	26	164	60	36	15
50	160	150	112	100	8	90	32	210	75	45	17
60	200	180	134	120	10	108	38	250	90	54	20
70	230	210	158	140	11	130	42	296	105	65	24
80	260	240	180	160	14	150	50	320	120	75	25
90	300	270	203	180	14	170	58	370	135	85	30
100	330	300	235	200	16	190	60	400	150	95	22
110	360	310	240	215	16	200	62	430	156	185	35
120	390	320	252	220	18	210	63	464	162	110	40

Die Dimensionen der zugehörigen Sohlplatte enthält die nächste Tabelle.

Wellen-durchmesser	a	b	c	d	e	f	f_1	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
60	195	108	360	445	60	41	4	15	132	105	97	65	30	20	38	20	16
70	230	130	430	530	70	47	5	18	155	125	125	55	35	25	40	24	20
80	260	150	480	592	80	55	5	20	176	140	140	85	36	28	45	24	20
90	280	170	540	660	90	65	5	20	200	150	150	75	35	30	50	30	20

Kurbelwellenlager der Dampfmaschinen zeigen die Figuren 2 und 3 Tafel 22, die Figuren 1, 2 und 3 Tafel 23, Figur 1 Tafel 25 und die Figuren 4 und 5 Tafel 30.

Bei dem wechselnden Zapfendruck der Dampfmaschinen müssen die Schalen auch in horizontaler Richtung nachstellbar sein. Das bedingt eine Drei- oder Vierteilung derselben. In der Regel verzichtet man auf die Nachstellbarkeit der untern Lagerschale, begnügt sich mit der seitlichen und der Ausgleichung eines vertikalen Spielraums durch Nachziehen des Lagerdeckels.

Im allgemeinen nimmt man bei diesen Lagern die Länge der Lagerschalen (Zapfenlänge)

$$l = {}^{4}/_{3}\, d \text{ bis } 2\, d \qquad \ldots\ldots 6$$

wenn d der Durchmesser des Wellenzapfens bedeutet. Die Höhe H richtet sich nach der Konstruktion des Lagers selbst, nach der Konstruktion der Bettplatte der Dampfmaschine, ob dieselbe eine einfache Platte, ein s. g. Zweibalkenbett, oder ein Einbalken — oder Bajonettbalkenkonstruktion ist und auch wohl nach der Dimension der Dampfcylindermitte bis Cylinderfussfläche. Sind keine der angegebenen Bedingungen gegeben, so kann man H für Kurbelwellenlager, welche auf gewöhnlichem Balkenbett gesetzt werden, nehmen

$$H = 1{,}13\, d_1 \qquad \ldots\ldots 7$$

wenn $d_1 = 1{,}15\, d + 10$.

Für die Figur 2 Tafel 22 ist die Schalenstärke e nach Formel 2 zu bestimmen, das Mass der Rumpfstärke bezieht sich auf d_1 nach Formel 1.

Bei den Lagern Figur 3 Tafel 22, Figur 2 und 3 Tafel 23, Figur 1 Tafel 25 und Figur 4 und 5 auf Tafel 30 ist die Verbindung der Lager mit dem s. g. Bajonett-

oder Corlissbalken gedacht. Die Dimensionen des letzteren sind empirische. Der Querschnitt ist kastenförmiger Hohlguss oder selten [oder I förmig; die Höhe h (Figur 1 Tafel 25) ist:

$h = 0{,}75\ D$ bis $0{,}09\ D$ 8

und die Wandstärke $= 15 + 0{,}04\ D$ 9

wenn D der Durchmesser des Dampfcylinders ist.

Für die in Figur 1, 2 und 3 Tafel 23 eingeschriebenen Bezeichnungen gelten folgende Angaben, wenn L den Kolbenhub der Dampfmaschine bezeichnet

$$\left.\begin{array}{l} d_1 = 1{,}15\ d + 10 \\ \delta = 0{,}022\ L + 5;\ \delta_1 = 0{,}2\ d + 5 \\ \delta_2 = 0{,}18\ d_1 + 1;\ \delta_3 = 0{,}12\ d + 2 \\ \delta_4 = 0{,}1\ d_1 + 7;\ d_2 = 0{,}25\ d + 10 \\ e = 3 + 0{,}07\ d;\ e_1 = 5 + 0{,}05\ d \\ \text{Tiefe der schwalbenschwanzförmigen Nuten} = 0{,}02\ d + 3; \\ 2.\ \frac{r}{2} = \delta;\ n = 0{,}22\ d + 5;\ s_1 = 0{,}185\ d + 10 \end{array}\right\} \quad 10$$

Ordnet man die Nachstellung der Seitenschalen nur einseitig an, so ist dieses von unerheblichem Nachteil, weil man bei einer etwa eintretenden sehr grossen Abnutzung derselben durch Einpassen einer Einlegeplatte auf der den Stellschrauben (bei kleinen Zapfenlängen ist eine, bei grösseren sind 2 Stellschrauben anzuordnen) gegenüber liegenden Seite die ursprüngliche Mittellinie der Lagerbohrung leicht wieder herstellen kann. Die Lagerschalen werden jetzt allgemein von Gusseisen gemacht und mit Weissmetall ausgegossen. Damit letzteres besser haftet, sind die Schalen sowohl mit längs- als mit querlaufenden schwalbenschwanzförmigen Nuten zu versehen.

Die Stellschraubenstärke ist bei Anwendung zon 2 Stellschrauben, auf nur einer oder auf zwei Seiten, bei einem Zapfendurchmesser von:

d = 120, s = 25	d = 190, s = 38
d = 130, s = 28	d = 200, s = 42
d = 140, s = 28	d = 210, s = 45
d = 150, s = 32	d = 220, s = 45
d = 160, s = 32	d = 230, s = 47
d = 170, s = 35	d = 240, s = 50
d = 180, s = 38	d = 250, s = 50

Bei den Lagern Figur 2 und 3 Tafel 22, Figur 1, 2 und 3 Tafel 23 Figur 1 Tafel 25 und Figur 4 und 5 Tafel 30 erhalten die Anzugskeile einen einseitigen Anzug 1 : 6.

b) Wandlager. Hat die Befestigung des Lagers mit einer vertikalen Mauer zu erfolgen, so geschieht dies mittels eines Wandbockes, einer Konsole, eines Wandlagerstuhles. Die Figur 3 Tafel 30 zeigt ein Konsollager und ist für die eingeschriebenen Verhältniszahlen die Einheit d_1 zu bestimmen nach Formel 1 und

$\delta = 0{,}1\ d_1 + 10$ 11

Auch die Figuren 2 Tafel 28 und 2 Tatel 26 zeigen Konsollager. Die Bezugseinheit für letztere Figur ist ebenfalls d_1 nach Formel 1; die Bolzenstärke

$\delta = 0{,}23\ d_1 + 1$ 12

und die Entfernung von Mitte zu Mitte der Befestigungsschrauben des Lagers:

$2\ d_1 + 0{,}8\ A$ 13

Ein Wandlager, bei welchem die Befestigungsplatte ebenfalls senkrecht zur Schalenfuge aber zu einer Seite der Stirnseite des Zapfens parallel angebracht ist, heisst Stirnlager. Ein solches ist z. B. in Verbindung mit Mauerkasten Figur 2 Tafel 30 gebracht. Werden nämlich Transmissionswellen durch Gebäudemauern hindurchgeführt, so bringt man in den hierzu erforderlichen Aussparungen Mauerkasten an und in Verbindung mit diesen Stehlager in Form von Rumpf- oder Stirnlager. Die in der Figur 2 eingeschriebenen Verhältniszahlen beziehen sich auf d_1 nach Formel 1.

c) Hängelager. Die Befestigung dieser Lager erfolgt an den untern Seiten horizontal liegender Decken, Holzbalken und eisernen Trägern. Die Figur 1 Tafel 26, Figur 3 Tafel 27, Figur 1 Tafel 28 und Figur 1 Tafel 29 zeigen Hängelager. Für schwerere Wellen wendet man nach Figur 1 Tafel 26 zwei (siehe oberen Teil), für leichtere Wellen eine Befestigungsschraube (s. untern Teil) an. Die Dimension A bestimmt man nach

$$A \geqq 5\ d_1 \qquad 14$$

und d_1 als Bezugseinheit nach Formel 1, welche auch für das Hängelager Figur 3 Tafel 27 gilt. Für das Hängelager Figur 1 Tafel 28 bildet die Lagerbreite b die Bezugseinheit nämlich:

$$b = d + 10 \qquad 15$$

Die Figur 1 Tafel 29 zeigt das Seller'sche Hängelager. Die beiden gusseisernen Schalen besitzen kugelförmige Zapfen, welche den Mittelpunkt des Lagers zum gemeinschaftlichen Zentrum haben, so dass hiermit den durch die Lagerschrauben zu einem Ganzen fest verbundenen Deckel und Lagerkörper ein Kugelgelenk bilden. Dadurch wird, wie beim Lorenz'schen Lager, ermöglicht, dass sich die Schalen in die Richtung der Welle selbstthätig einstellen, infolge dessen sich der Druck gleichmässig über das lange Lager verteilen kann. Die Bezugseinheit für die in der Figur eingeschriebenen Verhältniszahlen ist:

$$d_1 = 1{,}5\ d + 5 \qquad 16$$

d) Spurlager. Diese Lager dienen zur Unterstützung vertikal stehender Wellen. Spurlager zeigen die Figuren 3 und 4 Tafel 28 und Figur 2 Tafel 29. Bei Figur 2 Tafel 29 und Figur 4 Tafel 28, welche ein Wandspurlager zeigt, beziehen sich die eingeschriebenen Verhältnisse auf die Lagerbohrung d_1 nach Formel 1. Bei der Konstruktion Figur 3, Taf. 28, welche hauptsächlich als Spurlager der s g. Mühlspindel dient, kann der Spurtopf durch 4 Schrauben eingestellt und fixiert werden.

e) Kammlager. Diese kommen zur Anwendung bei der Lagerung der Schraubenwelle der Dampfschiffe, der Turbinenzapfen und Wellen der Zentrifugen Ein Kammlager mit eingeschriebenen Verhältniszahlen zeigt die Figur 2 Tafel 25.

Die Figuren 3 und 4 Tafel 29 zeigen Halslager für stehende Wellen (Königswellen und Mühleisen) mit eingeschriebenen Verhältniszahlen. Die Bezugseinheit ist nach Formel 1 zu bestimmen.

d) Lagerstühle. Diese haben den Zweck, einzelne oder mehrere Lager in einer bestimmten Stellung gegen Gebäudeteile oder Maschinengestelle zu erhalten. Einen Stehlagerstuhl mit eingeschriebenen Verhältniszahlen für ein Rumpflager zeigt die Figur 1 Tafel 30.

Einen Wandlagerstuhl zeigt die Figur 1 Tafel 31. Derselbe ist in Kastenform ausgeführt und trägt eine Lagerplatte für das Halslager der vertikalen Antriebswelle A, sowie zwei für Stehlager der beiden getriebenen Wellen B B.

Die Figur 3 Tafel 30 zeigt einen Wandlagerstuhl für ein Lager, wobei die Bezugseinheit d_1 nach Formel 1 zu bestimmen und

$$\delta = 0{,}1\ d_1 + 10 \qquad 17$$

zu setzen ist.

XI. Abteilung.

Die Zahnräder und das Schraubenrad.

Die Zahnräder dienen zur Bewegungsübertragung und sind direkt eingreifende Räder. Bezüglich der relativen Lage der Wellen unterscheidet man:

1.) Wellen, welche parallel laufen; hierbei haben die Zahnräder als Grundform einen Cylinder (Stirnräder).

2.) Wellen, welche sich schneiden, hierbei haben die Räder als Grundform den Kegel (konische Räder oder Kegelräder).

3.) Die beiden Wellen kreuzen sich; hierbei erhalten die Räder als Grundform das Hyperboloid oder den Cylinder. (Hyberbolische Räder oder Schraubenräder).

1. Stirnräder.

Allgemeine Bezeichnungen.

t die Teilung,
b die Breite der Zähne und des Zahnkranzes,
a die Eisenzahnstärke,
a_1 die Holzzahnstärke,
R der Halbmesser des Teilkreises,
P der Zahndruck in kg,
N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,
n die Anzahl der Umdrehungen des Rades pro Minute,
Z die Anzahl der Zähne,

$M = P.R = 716200 \frac{N}{n}$ das Torsionsmoment in kg (Drehungsmoment).

h die Höhe des Armes in der Nabe gemessen,
l die Länge der Nabe,
w die Metallstärke der Nabe,
k die Breite des Keiles,
k_1 die Dicke des Keiles,
d der Durchmesser der Welle.

Teilkreis-Halbmesser, Zähnezahl und Teilung.

Hat ein Rad Z Zähne und die Teilung t, so ist die Länge des Umfanges = Z. t, d. h. $2 R. \pi = Z. t$; ($\pi = 3{,}14159$) hieraus folgt der Halbmesser des Teikreises:

$$R = \frac{Z. t}{2. \pi} \quad \text{1}$$

$$R = 0{,}159155\ Z. t \quad \text{2}$$

Die Zähnezahl:

$$Z = \frac{2 R \pi}{t} \quad \text{3}$$

Die Teilung:

$$t = \frac{2 R \pi}{Z} \quad \text{4}$$

Beim Aufzeichnen der Räder und speziell bei der Konstruktion der Zahnprofile, welche nur in natürlicher Grösse genau und richtig ausgeführt werden kann, muss man, um das Mass der Teilung als Bogenlänge richtig zu bekommen, stets den Teilkreis-Halbmesser genau auftragen und danach den Teilkreis ganz oder wenigstens zur Hälfte verzeichnen. Alsdann teilt man diesen nach Massgabe der Zähnezahl möglichst genau in gleiche Teile und erhält in diesen die Bogenlänge der Teilung.

Betrachtet man zwei mit einander in Eingriff stehenden Räder und bezeichnet n_1 die Umdrehungszahl pro Minute des treibenden, n_2 die des getriebenen Rades, r_1 und r_2 die bezüglichen Teilkreis-Halbmesser in Metern, dann ist, weil bei einer Umdrehung ein Punkt auf dem Umfange (Teilkreis) des treibenden Rades einen Weg $2\ r_1 . \pi$ zurücklegt, der zurückgelegte Weg in einer Minute bei n_1 Umdrehungen:

$$2\ r_1 . \pi . n_1$$

somit in der Sekunde, d. i. die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{2\ r_1 . \pi . n_1}{60} = \frac{r_1 . \pi . n_1}{30} \quad \text{5}$$

In Bezug auf das getriebene Rad, welches mit dem treibenden dieselbe Umfangsgeschwindigkeit v haben muss, hat man:

$$v = \frac{2\, r_2 \,.\, \pi \,.\, n_2}{60} = \frac{r_2 \,.\, \pi \,.\, n_2}{30} \qquad 6$$

Durch Gleichsetzung der beiden Gleichungen 5 und 6 ergiebt sich:

$$\frac{r_1 \,.\, \pi \,.\, n_1}{30} = \frac{r_2 \,.\, \pi \,.\, n_2}{30}$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{n_2}{n_1} \qquad 7$$

Bezeichnet ferner Z_1 und Z_2 die Zähnezahl des treibenden und des getriebenen Rades so folgt aus Früherem:

$$2\, r_1 \,.\, \pi = Z_1 \,.\, t \text{ und}$$
$$2\, r_2 \,.\, \pi = Z_2 \,.\, t$$

hieraus ergiebt sich:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \qquad 8$$

Durch Vergleichung von Formel 7 und 9 findet sich also:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \qquad 9$$

d. h. in Worten: Es verhalten sich die Umdrehungszahlen von zwei mit einander arbeitenden Zahnrädern umgekehrt wie die diesen zugehörigen Halbmesser und Zähnezahlen.

Der Quotient $i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$ heisst die Uebersetzungszahl oder kurz Uebersetzung. Ist $n_2 = n_1$ so ist die Uebersetzung $i = 1$; es tritt weder eine Bewegung vom Schnellen ins Langsame, noch eine solche vom Langsamen ins Schnelle ein. Ist dagegen $n_2 > n_1$ so ergiebt sich für die Uebersetzung i ein Wert > 1 und die Bewegung erfolgt vom Langsamen ins Schnelle.

Für $n_2 < n_1$ wird $i < 1$ und die Bewegungsübertragung erfolgt vom Schnellen ins Langsame. Die Grenzen der Uebersetzungsverhältnisse sind nach der Geschwindigkeit und Grösse der Zahnräder verschieden zu nehmen. Bei Aufzugsmaschinen ist es zulässig, wenn die Bewegungsübertragung vom Schnellen ins Langsame (was in der Regel der Eall) als äusserste Grenze $i = 1 : 12$. Bei Transmissionsrädern (Räder, welche die Bewegung eines Motors auf die Arbeitsmaschine übermitteln) kann als äusserste Grenze, wenn die Tourenzahl eine grosse, $i = 1 : 5$, für normale Fälle $1 : 4$. Bei langsam umlaufenden Wasserrädern (ca. 5 bis 7 Umdrehungen pro Min.) ist es noch zulässig, im ersten Vorgelege die Uebersetzung $1 : 6$ zu wählen.

Ergiebt die Uebersetzungszahl i eine Zahl, welche jene angegebenen Grenzen überschreitet, so hat man ein zusammengesetztes, aus mehreren Räderpaaren oder Vorgelegen bestehendes Räderwerk anzuwenden.

Im Interesse des ruhigen Ganges ist es im allgemeinen als zweckmässig zu bezeichnen, die Uebersetzung in der Weise zu zerlegen, dass das Vorgelege, welches dem Motor am nächsten liegt, die grössere Uebersetzung aufweisst und die sich anschliessenden Vorgelege die abnehmenden Uebersetzungsverhältnisse erhalten.

Oft ergiebt sich bei der Bestimmung der Zähnezahl dieselbe in Bruchteilen, welches für die Ausführung unmöglich wird, und daher der Teilkreishalbmesser umgerechnet werden muss; auch dieser ergiebt sich oft in einer ganzen Anzahl mit Decimalstellen, welche sich nicht genau auftragen lassen.

Dieses kann man vermeiden, wenn man die Stufen der Teilung nicht nach Millimetern, sondern nach einfachen Bruchteilen oder Vielfachen von π wählt; also die s. g. Stichzahl $\left(\frac{t}{\pi}\right)$ wählt. Siehe auch nachstehende Tabelle.

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t
2	6,283	8	25,133	16	50,265	28	87,965
3	9,425	9	28,274	18	56,549	30	94,248
4	12,566	10	31,416	20	62,832	32	100,531
5	15,708	11	34,558	22	69,115		
6	18,850	12	37,699	24	75,398		
7	21,991	14	43,982	26	81,681		

Die Teilung.

Für **gusseiserne Windenräder** (Transport- und Aufzugmaschinen bei $\leqq 50$) kann man nehmen:

$b = 2\ t$ bis $2{,}5\ t$ 10

$$\left.\begin{aligned} t &= 1{,}833 \sqrt{P} \\ t &= 1{,}833 \sqrt{\frac{M}{R}} \\ t &= 2{,}75 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ 11$$

Für leichte gusseiserne Transmissionsräder bei $n \leqq 200$ pro Minute:

$b = 2{,}5$ bis $3\ t$ 12

$$\left.\begin{aligned} t &= 1635 \sqrt{\frac{N}{n.R}} \\ t &= 255 \sqrt[3]{\frac{N}{Z.n}} \\ t &= 2 \sqrt{\frac{M}{R}} = 2 \sqrt{P} \\ t &= 2{,}9 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} = 2{,}9 \sqrt[3]{\frac{P.R}{Z}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ 13$$

Für schwere gusseiserne Transmissionsräder, deren Gang nicht von Stössen begleitet ist und bei $n \leqq 400$ pro Miuute.

$b = 3\ t$ bis $4\ t$ 14

$$\left.\begin{aligned} t &= 1942 \sqrt{\frac{N}{n.R}} \\ t &= 287 \sqrt[3]{\frac{N}{n.Z}} \\ t &= 2{,}3 \sqrt{\frac{M}{R}} = 2{,}3 \sqrt{P} \\ t &= 3{,}21 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} = 3{,}21 \sqrt[3]{\frac{P.R}{Z}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ 15$$

Hierbei ist die Zahnstärke a gemessen auf beiden Rädern der Teilkreise, wenn man den Spielraum zwischen den Zähnen zu $\frac{1}{20}$ t nimmt für Gusseisen auf Gusseisen:

$a = \frac{19}{40}\ t$ 16

und die Weite der Zahnlücke $= \frac{21}{40}$ t

Hat das grössere Rad Holzzähne, das kleinere Eisenzähne, so erhält der Holzzahn eine Stärke

$a_1 = 0,56\ t$ 17

und der Eisenzahn die Stärke

$a = 0,4\ t$ 18

Die Teilung ist dann bei einer Zahnbreite bis zu b = 4 t zu nehmen:

$$\left.\begin{aligned} t &= 2000 \sqrt{\frac{N}{n.R}} \\ t &= 293 \sqrt[3]{\frac{N}{n.Z}} \\ t &= 2,36 \sqrt{\frac{M}{R}} = 2,36 \sqrt{P} \\ t &= 3,27 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} = 3,27 \sqrt[3]{\frac{P.R}{Z}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 19$$

Für die praktischen Bedürfnisse wird man in den meisten Fällen mit den angegebenen Formeln ausreichen; es können jedoch Fälle eintreten, wo eine Abweichung bezüglich der Bestimmung der Teilung zweckmässig erscheint. Ist bei Holz auf Eisen die Zahnstärke in beiden Rädern gleich, so findet man die Grösse der Teilung nach den Formeln

$$\left.\begin{aligned} t &= 3 \sqrt{P} \\ t &= 2538,8 \sqrt{\frac{N}{R.n}} \\ t &= 343,41 \sqrt[3]{\frac{N}{Z.n}} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 20$$

Zahnlänge.

Ganze Länge des Zahnes (Siehe Fig. 1 Tafel 32).

$l = \frac{7}{10}\ t$ 21

Kopflänge $= l_1 = 0,3\ t$ 22

Fusslänge $= l_2 = 0,4\ t$ 23

Eine Ausnahme hiervon machen die **Gradflankenzähne** und es ist bei diesen zu nehmen: (Siehe Fig. 2 Tafel 32).

1.) Am Holzzahn: (dessen Flanken gerade sind, wegen der leichtern Ausführung)

$$\left.\begin{aligned} &\text{Die Kopflänge } l_1 = 0,1\ t \\ &\text{Die Fusslänge } l_2 = 0,5\ t \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 24$$

2.) Am Eisenzahn:

$$\left.\begin{aligned} &\text{Die Kopflänge } l_1 = 0,4\ t \\ &\text{Die Fusslänge } l_2 = 0,2\ t \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots 25$$

Treibt ein Rad mehrere, z. B. x andere (Gruppenräder) so nehme man die Teilung nach der Formel

$t_n = \left(1 + \frac{x\,n}{1000}\right) t$ 26

Zwei Räder mit gleicher Teilung, deren Zahnprofile nur aus Rücksicht für das Zusammenarbeiten dieser beiden Räder konstruirt sind, nennt man Einzelräder oder Paarräder.

Unter Satzräder versteht man im allgemeinen alle diejenigen Räder, deren Zähne mit denen eines jeden andern Rades zusammen arbeiten können, wenn die Teilung bei beiden Rädern nur gleich ist.

Folgende Tabellen geben die Hauptdimensionen und Gewichte von Zahnrädern nach Otto Gruson & Co. Eisengiesserei, Magdeburg-Buckau.

Tabelle für Satzräder.

D. n — D in met. n = Umdrehungszahl p. Min. — Zahndruck P in kg.						Teilung mm t	Teilkr. D. bei z. Zähnen mm $\frac{t}{3,14} \cdot z.$	Zähnezahl bei D Teilkr. D in met. $\frac{314}{t} \cdot D$	Kopflänge l_1	Fusslänge l_2	Breite mm.		Volle Getriebe.	Anzahl der Arme			
														4	6	8	10
bis 30	30 bis 50	50 bis 80	80 bis 125	125 bis 200	200 bis 400						2,5 t	3 t	Zähne Zahl	Zähne Zahl	Zähne Zahl	Zähne Zahl	Zähne Zahl
90	80	70	60	50	40	15	4,775. Z	209,4. D	5	6	37	45	20 bis 40	41 bis 90	91 bis 150	151 bis 300	—
160	142	125	107	90	72	20	6,366. „	157,1. „	6	8	50	60	14 „ 34	35 „ 95	96 „ 155	156 „ 300	—
250	223	195	170	140	110	25	7,958. „	125,7. „	8	10	60	75	11 „ 31	32 „ 80	81 „ 160	161 „ 300	—
360	320	280	240	200	160	30	9,549. „	104,7. „	10	12	75	90	11 „ 25	26 „ 72	73 „ 143	144 „ 248	249 bis 300
490	440	380	330	270	220	35	11,140. „	89,8. „	11	14	85	105	11 „ 24	25 „ 68	69 „ 133	134 „ 220	221 „ 300
645	570	500	430	360	285	40	12,732. „	78,5. „	12	16	100	120	11 „ 23	24 „ 64	65 „ 124	115 „ 205	206 „ 300
815	725	635	545	455	360	45	14,324. „	69,8. „	14	18	110	135	11 „ 22	23 „ 60	61 „ 117	118 „ 193	194 „ 300
980	870	760	655	545	435	50	15,916. „	62,8. „	16	20	125	150	11 „ 21	22 „ 58	59 „ 111	112 „ 184	185 „ 300
1220	1080	945	810	675	540	55	17,507. „	57,1. „	17	23	140	165	11 „ 20	21 „ 55	56 „ 105	106 „ 176	177 „ 300
1450	1290	1130	965	805	645	60	19,099. „	52,4. „	19	25	150	180	11 „ 19	20 „ 52	53 „ 101	102 „ 168	169 „ 285
1700	1510	1320	1135	945	755	65	20,690. „	48,3. „	21	27	160	195	11 „ 18	19 „ 45	46 „ 98	99 „ 161	162 „ 265
1970	1750	1535	1315	1095	875	70	22,282. „	45,0. „	22	29	175	210	11 „ 17	18 „ 44	45 „ 93	94 „ 154	155 „ 245
2265	2010	1760	1510	1260	1005	75	23,874. „	41,9. „	24	31	190	225	11 „ 16	17 „ 44	45 „ 91	92 „ 149	150 „ 230
2575	2290	2000	1715	1430	1145	80	25,465. „	39,3. „	25	33	200	240	11 „ 16	17 „ 43	44 „ 87	88 „ 145	146 „ 216
2910	2585	2260	1940	1615	1290	85	27,057. „	37,0. „	27	35	210	255	11 „ 15	16 „ 43	44 „ 84	85 „ 140	141 „ 200
3260	2895	2535	2170	1810	1450	90	28,648. „	34,9. „	29	37	230	270	11 „ 15	16 „ 42	43 „ 83	84 „ 133	137 „ 190
3630	3230	2825	2420	2020	1615	95	30,240. „	33,1. „	31	39	240	285	11 „ 14	15 „ 41	42 „ 82	83 „ 136	134 „ 180
4025	3575	3130	2680	2235	1790	100	31,832. „	31,4. „	32	42	250	300	11 „ 14	15 „ 40	41 „ 80	81 „ 130	131 „ 172

Gewichts-Tabelle für Stirnräder.

Gew. = Z (a + c. b) — d.

Z = Zähnenzahl; b = Breite in mm.

Teilung.	4 Arme			6 Arme			8 Arme			10 Arme		
	a	c	d	a	c	d	a	c	d	a	c	d
15	0,03	—	0,35	0,04	—	0,57	0,05	—	1,16	0,07	—	1,37
20	0,08	—	0,81	0,10	—	1,34	0,13	—	2,37	0,15	—	3,40
25	0,15	0,01	1,59	0,20	0,01	3,25	0,25	0,01	4,91	0,30	0,01	6,55
30	0,25	0,01	2,75	0,34	0,01	5,29	0,43	0,01	8,57	0,51	0,01	11,1
35	0,40	0,01	4,37	0,54	0,01	8,00	0,68	0,01	12,60	0,31	0,01	17,2
40	0,60	0,01	5,50	0,81	0,01	12,70	1,01	0,02	19,9	1,21	0,02	26,2
45	0,86	0,02	8,10	1,15	0,02	17,50	1,44	0,02	28,00	1,73	0,02	37,30
50	1,18	0,02	11,5	1,58	0,02	24,7	1,98	0,03	38,00	2,38	0,03	51,20
55	1,56	0,02	15,6	2,10	0,03	33,3	2,63	0,03	51,00	3,16	0,03	67,4
60	2,03	0,03	20,5	2,72	0,03	42,00	3,41	0,04	65,50	4,10	0,04	88,8
65	2,58	0,03	24,8	3,46	0,04	54,10	4,34	0,04	83,40	5,22	0,05	112,70
70	3,22	0,04	31,4	4,32	0,05	68,10	5,42	0,05	104,1	6,52	0,05	141,4
75	3,97	0,05	39,30	5,32	0,05	83,7	6,67	0,06	128,3	8,02	0,06	172,7
80	4,81	0,05	46,2	6,42	0,06	102,0	8,09	0,07	155,8	9,73	0,07	209,6
85	5,77	0,06	56,2	7,74	0,07	122,2	9,70	0,07	186,1	11,67	0,08	252,0
90	6,85	0,07	67,60	9,19	0,07	144,9	11,52	0,08	222,3	13,85	0,09	299,7
95	8,06	0,07	77,0	10,90	0,08	170,4	13,55	0,09	260,6	16,29	0,10	353,2
100	9,40	0,08	92,00	12,60	0,09	198,0	15,80	0,10	304,0	19,00	0,11	410,0

Die Gewichts-Tabelle giebt die annähernden Gewichte für Stirnräder normaler Konstruktion.

Holzkammräder, Schneckenräder und Räder mit Winkelzähnen, (Präcisionsräder) wiegen annähernd so viel wie Stirnräder mit Eisenzähnen gleicher Teilung, Zähnezahl und Breite.

Kegelräder wiegen ca. 0,9 mal so viel wie Stirnräder.

1. Beispiel: Ein Stirnrad habe 1200 kg Zahndruck auszuhalten bei ca. 2 m Teilkr.-Durchmesser und 60. Umdrehungen p. Minute, dann ist die Teilung t nach Tabelle da D. n = 120 ist, ca. 70. Die Zähnezahl Z = 45 . 2 = 90. Das Gewicht nach Tabelle (das Rad erhält 6 Arme) bei 175 Breite = 90 (4,32 + 0,05 . 175) — 68,1 = ca. 1108 kg.

2. Beispiel: Ein konisches Rad (Kegelrad) mit 60 Zähnen und 80 Teilung erhält nach Tabelle einen Durchmesser von 25,465 . 60 = 1,528 m und kann bei 100 Umdrehungen p. Minute einen Zahndruck von ca. 1430 kg aushalten. Das Gewicht ist nach Tabelle bei 200 Breite (das Rad erhält 6 Arme) = 60 (6,42 + 0,06 . 200) — 102 = 1105 kg und als Kegelrad 0,9 . 1003 = 903 kg.

Eine Verbindung des Eisenzahnes mit einer Holzflanke kommt bei den Michaelis'schen Rädern mit s. g. Compound-Verzahnung vor. Diese Verzahnung ist die Verbindung des Eisenzahnes mit dem Holzkamme, welche vom ersten die Festigkeit, vom zweiten die Geräuschlosigkeit besitzt. Der Gusszahn ist an der Angriffsflanke mit einem Holzkamme durchsetzt. Nach Abnutzung des Holzkammes ist derselbe leicht zu ersetzen; es unterstützt der Teil des Eisenzahnes den Holzkamm, so dass derselbe nicht federn kann.

Winkelzähne für Triebwerkräder. Fig. 7, 8 und 9 Tafel 37. Bei Stirn- und Kegelräder finden die Winkelzähne, auch Pfeilzähne genannt, immer mehr Anwendung; es ist Aufgabe der Winkelverzahnung, einen ruhigen, möglichst reibungsfreien Gang bei grosser Eingriffsdauer zu erzielen. Dieser Bedingung wird genügt, wenn man zwei Schrauben-

räder von entgegengesetzter Steigung mit geringer Flankengleitung (kurzem Griffbogen) genügender Schraubenwindung, resp. Steigung und genau schraubenförmigen Zähnen zu einem Rade kombiniert.

Zur Erreichung dieses Zweckes diene folgendes:

Um eine geringe Flankengleitung, also einen kurzen Griffbogen und somit möglichst reibungsfreien Gang zu erzielen, empfiehlt es sich, die Evolventenverzahnung anzuwenden, wobei die Evolvente durch einen Kreisbogen ersetzt wird, der einen geringern Halbmesser hat als R. cos. α und dessen Mittelpunkt m, siehe Fig. 9 Tafel 37, auf der Geraden x y liegt. Ferner sind die Dimensionen der Zähne passend nach Fig. 7 und 8 Tafel 37 zu wählen, wonach sich ergiebt:

Zahnkopf-Höhe $l_2 = 0{,}22$ t
Zahnfuss-Höhe $l_f = 0{,}38$ t } 27

Zahnstärke a = 0,46 t
" $a_1 = a \,.\, \sin.\, \beta = 0{,}376$ t } 28

Der Zahnfuss ist höher gewählt, um die Zähne am Grunde durch einen Kreisbogen verbinden zu können, was in jeder Hinsicht vortheilhaft erscheint. Um genügende Steigung zu erhalten, sollen die wirksame Zahnbreite b und der s. g. Sprung h_2 in einem bestimmten Verhältnis zur Teilung t stehen, so dass sich der Teilkreiswinkel β für sämmtliche Teilungen konstant ergiebt.

Um dies zu erreichen, mache man:

a) bei gewöhnlichen Triebwerkrädern:

Zahnbreite b = 4 t 29

Den Sprung $h_2 = 1{,}4$ t 30

wonach sich der Teilkreiswinkel ergiebt zu:

$\beta = 55^0$ 31

b) Bei Triebwerkrädern, wo zwei Räder mit geringen Zähnzahlen arbeiten, empfiehlt es sich zu nehmen

b = 5 t 32

$h_2 = 1{,}75$ t 33

wobei der Winkel $\beta = 55^0$ bleibt. Es empfiehlt sich ferner, die Zähne nicht nach Fig. 7 Tafel 37 mit scharfen Spitzen, sondern nach Fig. 8 sanft abgerundet auszuführen. Es sei erwähnt, dass bei einer minder sorgfältigen Montierung der richtige Eingriff mehr gestört wird als bei jeder anderen Verzahnung.

Holz-Eisenräder, wobei das eine Zahnrad Holzzähne eingesetzt bekommt, welche mit den Eisenzähnen des andern Rades arbeiten, wendet man bei den mit grössern Umfangsgeschwindigkeiten umlaufenden Transmissionsrädern an, um einen ruhigeren geräuschlosen Gang zu erzielen. Man soll in der Regel dem grössern der beiden Räder die Holzzähne geben, weil dann die Abnutzung sich auf eine grössere Anzahl Zähnen verteilen kann. Hat man es hierbei mit einer Bewegung ins Schnelle zu thun, was bei Transmissionsanlagen am häufigsten vorkommt, so erhält alsdann das treibende Rad Holzzähne.

Die Entscheidung, ob Holzzähne verwendet werden sollen oder nicht, hängt ausserdem ab von der Art des Betriebes, von den sonstigen Einflüssen, denen die Zähne ausgesetzt sind, von der Montage, der Transmission, der Kostspieligkeit etc.

Verzahnte Schwungräder sollten stets als Eisenzähne konstruiert werden, da Holzzähne in der feuchten Schwungradgrube beim Stillstehen anquillen und nachher trocken und locker werden.

Für Eisen auf Eisen nimmt man als Maximalwert der Zahndicke a = 50 mm; für gewöhnlich also geringere Dicke, so dass nach a die Breite bestimmt werden kann. Man benutze die sich aus der Festigkeitslehre ergebende Formel

$$a \,.\, c = 9 \frac{P}{k} \qquad 34$$

wenn k die Beanspruchung in kg pro □mm bezeichnet; dann wird die Teilung

t = 2,1 a 35

Das Verhältnis $\frac{b}{a}$ liegt gewöhnlich zwischen 6 und 8 und geht man seltener, nur bei kleinern Kräften bis auf 4 herab, steigt aber bei Holz-Eisenräder auf 12 bis 14.

Ist v die Umfangsgeschwindigkeit in m pro Sekunde, so hat man:

Für v =	1	2	4	6	8	10	12	15	18	21	m
k =	2,7	2,14	1,70	1,49	1,35	1,25	1,18	1,09	1,03	0,98	kg.

Die geringste Zähnezahl darf bei Rädern mit geringer Umdrehungszahl (Windenräder etc.) 7 bis 11, dagegen bei grösserer Umdrehungszahl (Maschinen durch Dampf, Wasser, Luft etc.) 25 bis 40 betragen. Hat man mit bezug auf diese Grenzwerte die Zähnezahl für das kleinste Rad gewählt, so sind aus dem geometrischen Zusammenhange die Zähnezahlen der übrigen Räder abzuleiten.

Aus der Bewegungsübertragung folgen zwei Hauptbedingungen, nämlich es muss:

1. Die am Umfange des treibenden Zahnrades reducierte Kraft in jedem Augenblicke der Bewegung mit dem am Umfange des getriebenen reducierten Widerstande im Gleichgewicht stehen.

2. Es muss die Uebertragung der Bewegung gleichmässig ohne Unterbrechung und ohne Stösse stattfinden, daher die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Zahnräder in jedem Augenblicke der Bewegung dieselbe sein.

Es müssen demzufolge die Zähne der Zahnräder eine gewisse Form erhalten.

Wennn es auch in geometrischer Hinsicht keiner besonderen Schwierigkeit unterliegt, für jede beliebige Zahnkurve eines Rades unter Berücksichtigung der vorhin ausgesprochenen Bedingungen die Zahnkurve des andern Rades zu verzeichnen, so ergeben sich doch gegen die Brauchbarkeit solcher Kurven in praktischer Beziehung oft Anstände, welche entweder in der Unmöglichkeit der materiellen Ausführung der nach diesen zu formenden Zähne oder aber in wichtigen, sich bei der Anwendung derartig geformter Zähne herausstellenden Nachteilen bestehen. Aus diesem Grunde gebraucht man zum behufe der Konstruktion der Verzahnung nur einige praktisch leicht ausführbare Kurven, es sind diese die Cycloiden- und Evolventenlinien.

Es folgen nun die Konstruktionen einiger Kurven.

Die Konstruktion der Cycloiden.

1. Die gemeine Cycloide. Rollt ein Kreis k auf einer geraden Linie fort, so beschreibt ein Punkt a seines Umfanges eine gemeine Cycloide a b Fig. 3 Tafel 32. Man teile die Rollbahn a 8 in beliebig gleiche Teile a 2, 2 3, 3 4 u. s. w., errichte Lote in diesen Punkten, und bestimme die Lage der Rollkreise, zu welchen die Rollbahn in den Punkten a, 2, 3, 4 u. s. w. eine Tangente bildet. Ist a der Anfangspunkt der Cycloide, so wird der Abstand a 2 vom Punkte 2 des zweiten Rollkreises auf denselben abgetragen, a 3 von 3 aus auf dem Umfange des dritten Kreises u. s. w. Werden die so erhaltenen Punkte 2, 3, 4, 5 etc. der Rollkreise von a aus durch eine stetig krumme Linie verbunden, so erhält man die Cycloide a b.

2. Die Epicycloide. Rollt ein Kreis k auf einem andern Kreise K, so beschreibt ein Punkt a seines Umfanges eine Epicyloide a b. Fig. 4 Tafel 32. Verbinde die Mittelpunkte der Kreise k und K, teile von a aus den Umfang des Kreises K in beliebig gleiche Teile, ziehe durch diese Teilpunkte 1, 2, 3 u. s. f. Strahlen, durch welche sich die Lage der Mittelpunkte also auch der, der Kreise, bei dem Abrollen von a nach 1, 2, 3 u. s. f. ergeben. Trägt man von den Punkten 1, 2, 3, 4 etc. des Kreises K die Abstände a 1, a 2, a 3 u. s. w. auf den Umfängen der betreffenden Rollkreise ab und verbindet man die so erhaltenen Punkte 1, 2, 3, 4 u. s. w. der Rollkreise durch eine stetig krumme Linie, so entsteht die Epicycloide a b.

3. Die Hypocycloide. Rollt ein Kreis k in einem anderen Kreise K, so beschreibt ein Punkt a seines Umfanges eine Hypocycloide a b. Fig. 5 Tafel 32. Man teile den Umfang des Kreises in beliebig gleiche Teile, trage die Bogenstücke a 1, a 2, a 3 u. s. w.

von a aus auf dem Kreise K ab, ziehe von den erhaltenen Punkten 1, 2, 3 4 u. s. f. Strahlen, bestimme dadurch die Lage der Mittelpunkte. und Lage der Rollkreise selbst.

Werden die Abstände a 1, a 2, a 3 etc. des Kreises K auf die betreffenden Rollkreise abgetragen, so erhält man durch die Verbindung der Punkte 1, 2, 3 u. s. f. der Rollkreise die Hypocycloide a b. Ist der Kreis k genau halb so gross als K, so wird die Hypocycloide eine gerade Linie a b Figur 6 Tafel 32.

Cycloiden-Verzahnungen.

1. Aeussere Cycloiden-Satzrad-Verzahnung Fig. 1 Tafel 33. Kopf, Epicycloide a b durch Rollen eines Kreises k vom Halbmesser

$r_0 = 0{,}875$ t 36

auf dem Teilkreise.

Fuss, Hypocycloide ab_1, durch denselben Kreis k. Bei der Zähnezahl 11 wird der Kreis k halb so gross als der Teilkreis und daher der Fuss eine gerade, radiale Linie. Ist die Zähnezahl kleiner als 11, so wird der Zahnfuss unterkrümmt. Diese Räder erhalten wegen der schwachen Füsse Seitenscheiben.

2. Innerere Cycloiden-Satzrad-Verzahnung Fig. 2 Tafel 33. Kopf Hypocycloide a b durch den Kreis k vom Halbmesser r_0, Fuss, Epicycloide a b_1, durch denselben Kreis.

3. Zahnstange zu den Cycloiden-Satzrädern. Fig 4. Kopf und Fuss, gemeine Cycloiden a b_1 und a b durch den Rollkreis k vom Halbmesser r_0.

Diese Stange passt zu allen nach 1 verzahnten Rädern.

4) Einzelrad-Verzahnung mit geraden Füssen. Fig. 3 Tafel 33.

R und T Halbmesser und Teilkreis des einen.

R_1 und T_1 Halbmesser und Teilkreis des andern Rades.

Rad A.

Kopf, Epicycloide a b durch den Rollkreis k, vom Halbmesser $\frac{R_1}{2}$ auf dem Teilkreis T.

Fuss gerade, radiale Linie.

Rad B.

Kopf, Epicycloidc a b_1 durch den Rollkreis k vom Halbmesser $\frac{R}{2}$ auf dem Teilkreis T_1

Fuss gerade, radiale Linie.

5. Aeussere Geradfanken-Verzahnung. Fig. 1 Tafel 34. Das grössere Rad B vom Halbmesser R erhält Holzzähne, deren Fuss gerade und radial und deren kurzer Kopf nach einem kleinen Kreisbogen abgerundet ist.

Das kleinere Rad A vom Halbmesser R_1 hat eiserne Zähne, deren Kopf nach einer Epicycloide a b mit dem Wälzungskreis k vom Halbmesser $\frac{R}{2}$ geformt sind. Der kurze Fuss ist gerade und an der Wurzel etwas abgerundet. Sind die Räder gleich gross vom Halbmesser R, so bekommt das eine die geraden Holzzähne, das andere eiserne nach dem Wälzungskreis $\frac{R}{2}$.

Tabelle des Halbmessers r_0 des Rollkreises für die Cycloiden-Satzräder.

r_0	t	r_0	t
13,12	15	43,75	50
17,50	20	52,50	60
21,87	25	61,25	70
26,25	30	70,00	80
30,62	35	78,75	90
35,00	40	87,50	100

Konstruktion der Evolvente.

Eine Evolvente oder Fadenlinie a b Fig. 2 Tafel 34 erhält man, wenn man einer Welle einen Faden abwickelt, das abgewickelte Fadenende immer straff hält und den Weg eines bestimmten Punktes aufzeichnet.

Evolventen-Satzrad-Verzahnung.

1. Aeussere Evolventenverzahnung. Fig. 3 Tafel 34. Man lege durch einen Punkt A des Teilkreises T eine Sehne A B unter einem Winkel von 75° mit dem Radius R. Auf dieser Sehne fälle man vom Mittelpunkt das Lot r und beschreibe damit als Halbmesser, den Grundkreis G, auf welchem die Konstruktion der Evolvente a b vorgenommen wird.

Der Halbmesser des Grundkreises wird

$r = 0,96593\ R$ 37

Bis zur Zähnezahl 70 liegt der Grundkreis G ausserhalb des Fusskreises und das Stück des Zahnes, welches zwischen diese beiden Kreise fällt, wird gerade und radial. Ist die Zähnezahl grösser als 70, so liegt der Grundkreis G innerhalb des Fusskreises. Fig. 6 Tafel 34.

2) Innere Evolventenverzahnung. Fig. 5 Tafel 34. Der Grundkreis wird durch dieselbe Konstruktion wie unter 1 gefunden und nach R · berechnet. Die Zähne erhalten hohle Flanken. Bei Zähnezahlen unter 53 fällt der Grundkreis zwischen Kopf- und Teilkreis. Das fehlende Stück am Kopfe wird abgerundet.

3. Evolventen-Zahnstange. Fig. 4 Tafel 34. Die Zahnprofile werden durch gerade Linien gebildet, welche einen Winkel zon 75° mit dem Teilrisse bilden.

Gemischte Verzahnungen.

1. Triebstockverzahnung. Fig. 1 Tafel 35. Man verzeichne durch den Berührungspunkt A der Teilkreise T und T_1 eine Epicycloide A B durch Rollen des Teilkreises T auf T_1, schlage an mehreren Punkten dieser Linie einen Kreis mit dem Triebstockhalbmesser $r = \frac{19}{80}\ t$ und lege an diese Kreise eine Berührungslinie a b, welche das Zahnprofil bildet. Der Fuss wird durch eine gerade radiale Linie begrenzt. Die Länge das Kopfes muss so bemessen werden, dass, wenn er ausser Eingriff tritt, der nachfolgende schon wieder eingreift.

2. Zahnstange mit schmiedeeisernen Stiften. Fig. 2 Tafel 35. Man konstruiere im Punkte A die Evolvente A B, schlage auf derselben mehrere Kreise mit dem Stiftenhalbmesser $\frac{d}{2}$ und lege an diese Kreise die Berührungslinie a b. Ist a die Zahnstärke, so hat man zu nehmen:

$$\left.\begin{array}{l} b = 3d \\ t = 3d \\ d = 1,13\sqrt{P} \\ a = 2d - \frac{1}{20}\,t \end{array}\right\} \text{ oder } \left.\begin{array}{l} b = 3\ d \\ t = 2\ d \text{ bis } 3\ d \\ d = 1,13\ \sqrt{P} \\ a = \frac{19}{20}\ t - d \end{array}\right\} \quad\ldots\ldots\ 38$$

Die allgemeine Verzahnung. Fig. 3 Tafel 35. Es ist T der Teilkreis des Rades, dessen Zahnprofil a x y gegeben ist und T_1 der Teilkreis des Rades, dessen Zahnform gesucht werden soll. Man ziehe an beliebigen Punkten c_1 c_2 c_3 f_1 f_2 f_3 senkrechte Linien c_1 b_1; c_2 b_2; c_3 b_3; f_1 g_1; f_2 g_2; f_3 g_3 zu dem gegebenen Profil y a x und trage die Bogen a b_1; a b_2; a b_3; a y_1 a y_2 a y_3, welche diese Linien auf den Teilkreis T abschneiden auf den Teilkreis T_1 über nach a B_1; a B_2; a B_3; a G_1; a G_2; a G_3. Durch die Punkte b_1 b_2 b_3; G_1 G_2 G_3 ziehe man radiale Linien und

zwischen diesen und dem Profil x a y die Bogen c_1 e_1; c_2 e_2; c_3 e_3 und f_1 h_1; f_2 h_2; f_3 h_3. Diese Bogen trage man der Reihe nach an die Radien i_3 0; i_2 0; i_1 0; D_1 0; D_2 0; D_3 0 um i_3; i_2; i_1; D_1; D_2; D_3 als Mittelpunkte so dass $f_1 h_1 = m_1 n_1$, $f_2 h_2 = m_2 n_2$, $f_3 h_3 = m_3 n_3$ und $C_1 E_1 = c_1 e_1$, $C_2 E_2 = c_2 e_2$; $C_3 E_3 = c_3 e_3$, alsdann sind n_3, n_2, n_1 und C_1 C_2 C_3 Punkte des gesuchten Profils X a Y.

Ein Vergleich der Cycloidenverzahnung mit der Evolventenverzahnung ergiebt, dass die Herstellung der Evolventenzähne etwas einfacher ist, als die der Cycloidenzähne; auch lassen die Räder mit Evolventenverzahnung ein geringes Entfernen zweier Räder zu, ohne dass die Richtigkeit des Eingriffs leidet, was die Cycloidenverzahnung nicht gestattet. Dagegen ist die Reibung bei Evolventenzähnen grösser als bei Cycloidenzähnen. Für Räder, welche im Betriebe eine starke Abnutzung erfahren, verschwindet bald die Evolventenform und dieselbe nimmt nach und nach den Charakter der Cycloidenverzahnung an, wie sich besonders auf Holz bei Eisenräder erkennen lässt; die Flanke, welche nicht gegriffen hat, verliert ihre Form, die andere, welche mit dem Eisenzahn gearbeitet, hat ihre Form bewahrt und nähert sich der Cycloidenform. Bei den Cycloidenzähnen kann man auf eine geringere Zähnezahl heruntergehen als bei den Evolventenzähnen, da bei letzteren der untere Teil der Zahnflanke radial ausfüllt und mit einem radialen Stück nur eine Epicycloide richtig arbeitet. Obwohl für Transmissionsräder der Cycloidenverzahnung der Vorzug zu geben ist, so bleibt doch für jeden einzeln Fall, unter Vergleichung der vorliegenden Verhältnisse mit den angegebenen Vor- und Nachteilen der einzeln Verzahnungsmethoden, zu entscheiden, welche Verzahnung dem betreffenden Konstrukteur am zweckmässigsten erscheint.

Die Dimensionen der Stirnrad-Kränze, der Arme und der Nabe.

Die Stärke des Kranzes eines gusseisernen Stirnrades ist zu nehmen:

$$s = 3 + 0{,}4\ t \qquad 39$$

Querschnittsformen der Kränze zeigen die Figuren 1 bis 3 Tafel 36. Gusseiserne Kränze für Holzzähne mit eingeschriebenen Verhältniszahlen zeigen die Figuren, 4, 5 und 6 Tafel 36 und Figur 1 Tafel 37. In der Figur 5 Tafel 36 ist g = s nach Formel 39 zu bestimmen.

Der Kranz für Räder mit hölzernen Zähnen wird mit Lücken versehen, in welche die hölzernen Zähne eingetrieben werden. Die Breite des Kranzes für Räder mit Eisenzähne wird stets gleich derjenigen der Zähne genommen, während sich dieselbe bei Rädern mit Holzzähne aus der Breite der Stiellücke und der Wanddicke zuzammensetzt. Das Anziehen und Befestigen der Holzzähne geschieht mitttelst Eisenkeile, Eisenstifte und Holzkeile, siehe die Figuren 4, 5 und 6 Tafel 36 und Figur 1 Tafel 37.

Erreicht die Breite eines Holzzahnes 225 mm, so soll von da an ein solcher Zahn nicht mehr aus einem, sondern aus zwei Teilen hergestellt werden, siehe Figur 6 Tafel 36. Der Querschnitt der Arme der Zahnräder ist entweder +- oder T förmig.

Die Rippe, welche in der Ebene des Rades liegt, heisst die Hauptrippe, die andere die Neben- oder Querrippe. Bezeichnet h die Hauptrippe in der Mitte der Nabe gemessen, so ist zu nehmen:

$$\text{Die Dicke der Hauptrippe} = \frac{h}{5} \qquad 40$$

$$\text{Die Dicke der Nebenrippe} = \frac{h}{6} \qquad 41$$

Siehe Figur 4 Tafel 37.

Die Höhe h ist zu berechnen nach folgenden Formeln:

1) Beide Räder haben gleichstarke Gusseisenzähne.

$$h = 0{,}84\ t \sqrt[3]{\frac{Z}{i}} \qquad 42$$

2) Eisentransmissionsräder mit Holzsähnen, wobei nach dem Früheren die Holzzahndicke = 0,56 t und die Eisenzahnstärke gleich 0,4 t genommen ist, ist

$$h = 0{,}7\ t \sqrt[3]{\frac{Z}{i}} \quad \text{......} \quad 43$$

3) Eisentransmissionsräder mit Holzzähnen, wo die Eisenzähne dieselbe Stärke wie die Holzzähne haben.

$$h = 0{,}64\ t \sqrt[3]{\frac{Z}{i}} \quad \text{......} \quad 44$$

Es bedeutet t die Teilung, Z die Zähnezahl, i die Armzahl.

Die Armhöhe am Kranze ist = $^3/_4$ h zu nehmen. Die Dicke der Rippen ist überall gleich. Räder mit feiner Teilung erhalten oft ovale Arme. Die Höhe in der Nabe wird dann

$$h_0 = 0{,}87\ h \quad \text{......} \quad 45$$

Am Kranze ist die Höhe $^3/_4$ hiervon. Ebenso ist die Dicke hier $^3/_4$ von der in der Nabe gemessen. Fig. 2 Tafel 37 zeigt eine oft vorkommende Form der Arme bei Rädern mit Holzzähnen. Im allgemeinen muss die Armzahl in der Zähnezahl aufgehen, oder die Arme müssen entsprechend versetzt werden.

Die Armzahl i lässt sich bestimmen nach folgenden Angaben:

Für eine Zähnezahl	bis 40	ist i = 3 bis 4
„ „ „	40 bis 72	„ i = 5 „ 6
„ „ „	72 „ 120	„ i = 8
„ „ „	120 „ 180	„ i = 10
„ „ „	180 „ 360	„ i = 12
Ueber 360 Zähne		„ i = 12 „ 16

Die Nabe. Siehe Figur 4 Tafel 37.

Die Länge derselben ist l = b bis $^5/_4$ b 46

Die Metallstärke (äussere) w = 5 + $^1/_3$ d 47

Die Metallstärke in der Mitte etwa $^6/_5$ w 48

Der Keil. Zur Befestigung der Zahnräder werden Nutenkeile verwandt. Bei Anwendung von zwei Keilen werden dieselben unter 90° versetzt; sind dagegen drei Keile erforderlich, so wird der erwähnte Winkel 120°.

$$\text{Breite } k = 4 + \frac{d}{5} \quad \text{......} \quad 49$$

$$\text{Dicke } k_1 = 4 + \frac{d}{10} \quad \text{......} \quad 50$$

Der Keil wird auf 10 mm Länge 1 bis 2 mm dünner gehalten. Bei kleinen Rädern fallen die Arme aus und tritt an deren Stelle als Verbindung der Nabe mit dem Kranze eine ganze Scheibe. Siehe Figur 5 Tafel 37.

Bei ganz kleinen Rädchen lässt man Nabe und Kranz vollständig in einander übergehen, siehe Figur 6 Tafel 37. Bei Rädern von bedeutender Grösse wird das Formen und Giessen in einem Stück erschwert, ebenso ist das Abreissen der Arme zu befürchten, sowie auch der Transport und die Montage beschwerlich. Diese Räder werden dann durch ebene oder durch Kreisschnitte oder durch beiderlei Schnitte zugleich geteilt und die Verbindung durch Mutterschrauben nach Fig. 3 Tafel 37 ausgeführt. Fig. 2 auf derselben Tafel zeigt ein Schwungrad mit Zahnkranz. Der Schwungring besteht aus zwei Kränzen und aus eben so viel Teilen als Arme vorhanden sind. Auf den Segmenten des Radkranzes sind die mit schwalbenschwanzförmigen Ansatz versehenen Segmente des Zahnkranzes eingeschoben und aufgeschraubt. Die Segmente des innern Radkranzes sind auf dem Kopfe der Radarme mittelst zweier oder vier Schrauben befestigt. Diese Konstruktion findet Anwendung zur Uebertragung grösserer Kräfte bei grösserer Geschwindigkeit und sind die praktischen Vorteile leicht erklärlich.

II. Die konischen Räder oder Kegel-Räder.

Die Fig. 1 Taf. 39 zeigt die Konstruktion zweier Kegelräder, deren Achsen einen rechten Winkel miteinander einschliessen. Sind A B und B C die Achsen der Räder, so trage man, von dem Schnittpunkte B derselben aus, den Teilkreishalbmesser des grossen Rades = J B auf die Achse des kleinen. Den Teilkreishalbmesser des kleinen Rades = H B auf die Achse des grossen Rades auf und verzeichne die rechten Winkel bei H_1 B, J und G. (Es ist Gebrauch, den Teilkreishalbmesser G H = J B, und H B = G J nicht als mittleren anzunehmen, sondern ihn als den äusseren zu betrachten.) Es wird somit G H = R der grosse Teilkreishalbmesser des grossen und G J = R_1 der grosse Teilkreishalbmesser des kleinen Rades. Den Punkt G verbinde man mit dem Schnittpunkte B und ziehe A C ⊥ zu G B. Von G aus wird auf G B die Breite der Zähne b = G E aufgetragen und durch E die Parallele D F zu A C gezogen. Alsdann ist

G H = R der Halbmesser des grossen Teilkreises des grossen Rades
E L „ „ „ kleinen „ „ „ „
G J = R_1 „ „ „ grossen „ „ kleinen „
E K „ „ „ kleinen „ „ „ „
G B H der halbe Teiskreiskegel des grossen Rades
G J B „ „ „ „ kleinen „
A G H „ „ äussere Ergänzungskegel des grossen Rades, auf dessen Mantel die (grossen) äusseren Zahnprofile des grossen Rades liegen.
D E L der halbe innere Ergänzungskegel, auf dessen Mantel die inneren Zahnprofile des grossen Rades liegen.
G C N der äussere Ergänzungskegel des kleinen Rades
E T O „ innere „ „ „ „

Von G aus trage man auf A C
a G (= 0,3 t) die Kopflänge des grossen Rades
b G (= 0,4 t) die Fusslänge „ „ „
a_1 G (= 0,3 t) die Kopflänge des kleinen Rades
b_1 G (= 0,4 t) die Fusslänge „ „ „

auf und ziehe durch die Punkte b a_1 ; a b_1 gerade Linien nach B_1, so scheiden diese auf D F in den Punkten m m_1 ; n n_1 Kopf und Fusslänge des inneren Profiles ein.

In folgendem werde nun die Konstruktion des grossen Rades weiterbeschrieben, die des kleinen geschieht in derselben Weise. Um die Spitze A (C beim kleinen Rade) schlage man durch den Punkt a, G und b
K_1 den abgewickelten Kopfkreis
T_1 „ „ Teilkreis
F_1 „ „ Fusskreis
und verzahne diese ganz wie ein Stirnrad, dessen Mitte A und dessen Halbmesser A G. In einem der Profile z. B. x ziehe man eine Mittellinie und in gleichen Abständen untereinander eine beliebige Anzahl zum Teilkreis T konzentrische Kreisbogen 2, 3, 5, 6. In der Vorderansicht erhält man die äusseren (grossen) Profile, wenn man von einer Mittellinie Z M aus die aus dem wahren Profile x entnommenen Breiten des Zahnes auf entsprechende Kreisbogen 1, 2, 3, 4 u. s. w. überträgt.

Aus dem grossen Profile Fig. 3 ergiebt sich die Vorderansicht des kleinern innern Profils, aus diesen durch Uebertragung der Breiten auf die von der inneren Ergänzungskegelspitze D durch die Punkte n E und m u. s. w. geschlagenen Kreise das innere Profil in seiner wahren Grösse, wie diese Figur zeigt.

Die Konstruktionsverhältnisse, Armquerschnitte, Zahnstärken, Armzahl sind zu nehmen wie bei Stirnrädern.

Fällt bei den konischen Rädern die Armzahl $\leqq$ als 3 aus, so geht das Armsystem in eine massive Scheibe über oder man kann in diesem Falle den Radkörper eine hohle (Kasten) Form geben; bei noch kleineren Dimensionen wird das Rad als massives, s. g. Blockrad ausgeführt. Kegelräder von grossen Dimensionen werden ähnlich wie die

Stirnräder aus einzelnen Teilen zusammengesetzt. Der Kranz der konischen Räder erhält eine andere Stärke, dagegen bleiben die Dimensionen der Keile und der Naben wie die der Stirnräder. Ein eisernes, konisches Rad mit eingeschriebenen Verhältniszahlen zeigt die Fig. 1 Tafel 40. Ein solches mit Holzzähnen zeigt die Fig. 1 Tafel 41.

3. Das Schrauben- oder Schneckenrad. Fig. 1, 2 und 3 Tafel 38. Bei dem Schneckenradmechanismus unterscheidet man das Schneckenrad und die eingreifende Schraube ohne Ende. Die Achsen der beiden stehen gewöhnlich rechtwinklig zu einander. Als Zahnform des Schraubenrades wähle man am zweckmässigsten Evolventenverzahnung. Man verzeichne zunächst in der Mittelebene des Rades das Profil der Schraube als Zahnstange (siehe Fig. 4 Tafel 38) und die damit arbeitenden Evolventenzähne des Schraubenrades. Das Profil der Zahnstange ergiebt sich als Gerade geneigt zur Horizontalen um 75⁰ und der Querschnitt des Schraubenganges in der Mittelebene als Trapez. Letzteres führe man um den Schraubencylinder herum mit den Steigungswinkel α Fig. 5 Tafel 38 nach Art der Erzeugung einer Schraubenlinie. Die Schraube bedarf hierbei nicht mehr Gänge als wirklich gleichzeitig im Eingriff mit dem Schraubenrad sich befinden. Für n faches Gewinde ist nach Fig. 5 $\tang \alpha = \frac{n.\ t}{2\ r.\ \pi}$; für einfaches Gewinde $\tang \alpha = \frac{t}{2\ r.\ \pi}$ Die schräge Stellung des Radzahnes muss genau der Steigung der Schraube entsprechen und ergiebt sich dieselbe aus der Abwicklung eines Schraubenganges.

Bezeichnet:

Z die Zähnezahl des Schraubenrades,
M das Moment des Schraubenrades,
m „ „ der Schraube oder Schraubenwelle,
t die Teilung (Ganghöhe) der Schraube und des Rades,
b die Breite der Zähne,
R den Teilkreishalbmesser des Rades,
r „ „ „ „ „ der Schraube,
P in kg den Zahndruck,

so hat man mit Berücksichtigung der Reibungswiderstände für gewöhnlich

$$t = 2{,}71 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} \qquad \text{51}$$

Bei nicht kontinuirlichem Betriebe kann die Teilung schwächer genommen werden, nämlich zu:

$$\left.\begin{aligned} t &= 1{,}2 \sqrt{P} \text{ bis } 1{,}3 \sqrt{P} \\ \text{oder } t &= 2 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} \text{ bis } 2{,}2 \sqrt[3]{\frac{M}{Z}} \end{aligned}\right\} \qquad \text{52}$$

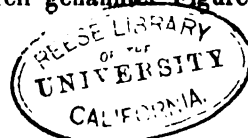
$$b \gtrless 2\ t \qquad \text{53}$$

$$R = 0{,}159155.\ Z.\ t \qquad \text{54}$$

$$r = t \text{ bis } 2{,}6\ t \qquad \text{55}$$

In der Regel $r = 1{,}6\ t$.

Die vorstehenden Angaben beziehen sich auf gusseiserne Schraube und gusseisernem Schraubenrad; würden beide Räder von Schmiedeeisen, oder das Schraubenrad aus Schmiedeeisen und die Schraube dagegen von Stahl ausgeführt, so kann man die Grössen reduzieren. Am einfachsten und billigsten werden Schraubenräder mit geraden aber schräg gestellten Zähnen versehen (siehe obere Hälfte der Fig. 1, 2 und 3 Tafel 38); die Zähne greifen im Anfange schlecht ein und der Eingriff wird erst im Laufe der Zeit durch die Abnutzung richtiger. Die bessere Form der Zähne lässt der untere Teil genannter Figuren erkennen.



XII. Abteilung.

Die Riemenscheiben und Seilscheiben.

Die Riemenscheiben dienen, ebenso wie die Zahnräder, zur Uebertragung einer kontinuirlichen, kreisförmigen Bewegung von einer Achse oder Welle auf die andere; besonders wenn die Wellen entfernter von einander liegen. Im allgemeinen gehören die Riemenscheiben zu den Reibungsrädern; denn durch die Reibung, welche zwischen dem Riemen und der Scheibe stattfindet, ist die Kraftübertragung von einer Welle zur andern möglich.

Bezeichnungen: Es sei

P die Umfangskraft oder der auf dem Umfange der Riemenscheiben reducirte Widerstand in kg.
T die Riemenspannung im ziehenden Riemenstück in kg.
t „ „ „ „ gezogenen „ „ „ „
α der umspannte Bogen der kleinen Scheibe, gemessen als Bogen im Kreise vom Radius = 1
n die Umdrehungszahl der kleinen Scheibe pro Minute.
n_1 „ „ „ „ „ grossen „ „ „
R der Halbmesser der kleinen Scheibe
R_1 „ „ „ „ grossen „

Es verhalten sich die Geschwindigkeiten resp. die Umdrehungszahlen zweier durch Riemenbetrieb verbundenen Scheiben umgekehrt wie ihre entsprechenden Halbmesser also: $n : n_1 = R_1 : R$.

Soll z. B. eine Welle, die durch Riemenbetrieb mit einer andern verbunden ist, dreimal so viel Umdrehungen machen als letztere, so darf auch die auf ihr sitzende Riemenscheibe nur $^1/_3$ vom Durchmesser der letzteren betragen. Allgemein ist

$$T = P + t \qquad (1)$$

oder

$$T - t = P \qquad (2)$$

Es ist aber auch

$$P = 716200 \frac{N}{n. R} \qquad (3)$$

wobei N die Anzahl der von dem Riemen zu übertragenden Pferdekräfte, n die minutliche Umdrehungszahl der kleinen Scheibe und R den kleinen Scheiben-Halbmesser bezeichnet.

Bezeichnet man mit φ den Reibungscoeficient, so ist derselbe bei gewöhnlichen fetten Leder-Riemen auf hölzernen Scheiben $\varphi = 0,47$

bei gewöhnlichen fetten Riemen auf eisernen Scheiben $\varphi = 0,29$
„ feuchten „ „ „ „ „ $\varphi = 0,36$
„ sehr stark gefetteten „ „ „ „ $\varphi = 0,12$
„ neue fette „ „ hölzernen „ $\varphi = 0,5$
„ Hanfschnüren „ rauhem Holz $\varphi = 0,5$
„ „ „ „ polirtem Holz $\varphi = 0,33$

Setzt man den Durchnittswert für $\varphi = 0,28$, so erhält man für Ueberschlagsberechnungen den umspannten Bogen $\alpha = \pi = 3,142$

$$\left.\begin{array}{l} T = 1,8\ P \\ t = 0,8\ P \end{array}\right\} \qquad (4)$$

und die mittlere Spannung

$$t_0 = \frac{T + t}{2} = 1,3\ P \qquad (5)$$

Die Werte rundet man, um erhöhte Sicherheit gegen ein Gleiten zu haben, ab auf

$$\left.\begin{array}{l} T = 2\,P \\ t = P \\ t_0 = 1{,}5\,P \end{array}\right\} \text{als Durchschnittswerte} \qquad 6$$

Bezeichnet

b die Breite des Riemens

δ die Dicke desselben

S die Beanspruchung auf Zug (kg pro □mm)

so ist

$$T = b \,.\, \delta \,.\, S \,. \qquad 7$$

welche Formel Giltigkeit für die Beanspruchung des Riemens auf Zugfestigkeit besitzt.

Setzt man für T als Maximalspannung den Durchschnittswert 2 P ein und nimmt man für δ die Erfahrungsformel

$$\delta = 1{,}4 \sqrt[4]{b} \qquad 8$$

so hat man

$$b = 14 \sqrt{P} \qquad 9$$

Oft ist der Umfangswiderstand nicht direkt gegeben, sondern die Grösse der zu übertragenden Pferdekräfte nebst Umdrehungszahl der Welle und der Riemenscheibenhalbmesser, also N, n und R, so geht letztere Formel über in

$$b = 11852 \sqrt{\frac{N}{R.n}} \qquad 10$$

Das Verhältnis $\frac{b}{R}$ schwankt im Durchschnitt zwischen

0,06 für grössere Scheiben

0,20 gewöhnlicher Wert

2,00 für kleinere Scheiben

Als äusserster Grenzwert für den einfachen Leder-Riemen ist die Breite von 350 Millimeter anzusehen und wendet man wenn die Zugkraft P einen breitern Riemen erfordert, zweckmässiger einen Doppelriemen an, welcher den Vorteil besitzt, dass die Scheibenbreite geringer ausfallen kann. Es ist die Breite b_1 des Doppelriemens zu nehmen

$$b_1 = 0{,}7\,b \qquad 11$$

Ist die Geschwindigkeit v in Metern des Riemens, sowie die zu übertragenden Pferdestärken N gegeben, so ergiebt sich

$$b = 120 \sqrt{\frac{N}{v}} \qquad 12$$

Was die Grösse der Riemenscheibenradien betrifft, so wähle man dieselben am zweckmässigsten

$$\left.\begin{array}{l} \text{Für } i = 1;\ \frac{R_1}{d_1} = 5 \text{ bis } 6 \\ \text{„}\quad i = 2 \text{ bis } 3;\ \frac{R_1}{d_1} = 6 \text{ bis } 8 \\ \text{„}\quad i = 3 \text{ bis } 5;\ \frac{R_1}{d_1} = 8 \text{ bis } 10 \\ i > 5;\ \frac{R_1}{d_1} > 10 \end{array}\right\} \qquad 13$$

Im vorstehenden bezeichnet i die Uebersetzungszahl, R_1 den Radius der treibenden Scheibe und d_1 den Wellendurchmesser der treibenden Scheibe.

Dimensionen der Riemenscheiben.

Siehe die Figuren auf den Tafeln 42, 43 und 44. Die Breite B des Kranzes wählt man etwas grösser als wie die Riemenbreite B und zwar:

$$B = 15 + 1{,}1\ b \quad \text{oder} \quad B = {}^5/_4\ b \qquad (14)$$

Die Kranzdicke am Rande:

$$s = 2 + 0{,}01\ R \quad \text{oder} \quad s = 4 + \frac{B}{50} \qquad (15)$$

Die Wölbung p des Riemenscheibenkranzes betrage:

$$p = 0{,}02\ B \qquad (16)$$

und die Verstärkung des Kranzes nach innen gleich 0,03 B.

Die Armstärke bestimmt sich nach dem biegenden Moment P. R; ist i die Anzahl der Arme, h die Armhöhe an der Nabe gemessen, so ist

$$h = 2{,}2 \sqrt[3]{\frac{P.R}{i}} \qquad (17)$$

oder auch bei der

Armzahl =	3	4	5	6	7	8	10
h =	1,5 d	1,36 d	1,26 d	1,19 d	1,12d	1,08 d	d

wenn d den Wellendurchmesser bezeichnet. Die Dicke der Arme ist allen Stellen gleich der halben Breite zu machen, so dass der Querschnitt eine Ellipse wird. Siehe die Figuren 1 bis 4 Tafel 42 und Figur 5 Tafel 43.

Tabelle zur Bestimmung der Anzahl der Arme.

Halbmesser R	Anzahl i	Halbmesser R	Anzahl i
bis 150	3 bis 4	250 bis 400	5 bis 6
150 bis 200	4	400 „ 800	6 „ 8
200 „ 250	4 bis 5	800 und mehr.	8 bis 10 und mehr.

Die Höhe h_1 der Arme am Kranze wird:

$$h_1 = 0{,}66\ h \text{ bis } 0{,}75\ h \qquad (18)$$

Für kleine Scheiben ist der grössere, für grössere der kleinere Wert zu nehmen. Die Arme gehen allmählich durch Abrundung in den Kranz über. Unter dem Kranze läuft in der Mitte ein schwacher kreissegmetförmiger Wulst von der Breite des sich anschliessenden Armes. Statt des ellyptischen Querschnittes kommt zuweilen der kreisförmige und kreuzförmige (Fig. 5 Tafel 42) Armquerschnitt zur Anwendung. Für diesen kreuzförmigen Querschnitt bestimmen sich die Dimensionen nach:

$$\left.\begin{aligned} &\text{Höhe an der Nabe } h = 2{,}5 \sqrt[3]{\frac{P.R}{i}} \\ &\text{Dicke der Hauptrippe } b = \frac{h}{5} \\ &\text{Dicke der Nebenrippe } b_1 = \frac{h}{6} \end{aligned}\right\} \qquad (19)$$

Damit die Riemenscheibenarme nicht zu gebrechlich werden, wird man für ein geringeres P als 150, doch stets 150 kg zur Dimensionirung zu Grunde legen, also nicht unter 150 bleiben.

Um die Gusspannung der Arme zu verringern, giebt man denselben gern eine geschwungene Form; für kleinere Scheiben wird man jedoch der Einfachheit halber gerade Arme anordnen.

Die Wandstärke der Nabe wird wie bei den Zahnrädern bestimmt.

Die Nabenlänge

$$\left.\begin{array}{l} L = B \text{ oder} \\ L = b + 0{,}06\ R \end{array}\right\} \qquad 20$$

Die Keildimensionen nehme man wie bei den Zahnrädern. In neuerer Zeit wendet man für grössere, breite Scheiben doppeltes Armsystem an. Der Zweck dieser Konstruktion ist die Möglichkeit einer weiteren Verdünnung des Scheibenkranzes und eine Verminderung des Eigengewichtes zum Zwecke der Entlastung der Lager und somit Verminderung der Reibung. Das doppelte Armsystem findet Anwendung bei Scheiben von über 350 Millimeter Breite und erhalten die Arme 0,6 bis 0,7 mal die Höhe und Dicke, als die nach einem Armsystem berechneten.

Zweckmässig ist es manchmal, behufs leichteren Montierens oder leichteren Transportes, oder auch behufs Verminderung der Gusspannungen, die Scheiben geteilt anzuordnen. (Siehe Fig. 5 Tafel 43). Die Stärke der Verbindungsschrauben bestimmt sich in derselben Weise wie bei denen der Seilscheiben. (Siehe weiter unten.)

Man giesst auch die Scheiben aus einem Stück und sprengt dieselbe auf. Diese Sprengung wird dadurch ermöglicht, dass in dem zu trennenden Arm eine Aussparung mit eingegossen wird, und ausserdem für grössere Scheiben, durch Einlagen von schmiedeeisernen mit Lehm und Graphit bestrichenen Platten in die Trennungsfläche der Form. Nach dem Sprengen der dünnen Wandungen werden die Hälften wieder aufeinander gelegt und zusammengeschraubt. Eine solche Riemenscheibe zeigt die Figur 6 Tafel 44. Eine zweiteilige schmiedeeiserne Riemenscheibe zeigen die Figuren 4 und 5 Tafel 44.

Um die Bewegung einer durch eine Transmissionswelle angetriebenen Antriebsmaschine aufheben zu können, ordnet man Leergangsscheiben (Losscheibe) an, auf welche von der daneben liegenden Antriebsscheibe, der Riemen abgeschoben wird. Konstruktiv sind die Losscheiben den gewöhnlichen festen Riemenscheiben gleich, nur wird die eine fest auf die Welle gekeilt, während die andere auf derselben lose läuft, aber durch einen Stellring, der hier die Stelle eines Bundes vertritt, an einer Bewegung in der Längenrichtung der Welle verhindert wird. In dem Falle, wo die Leerscheibe am Ende einer Welle sitzt, nimmt man anstatt des Stellringes eine angeschraubte Vorlegplatte. Häufig versieht man die Bohrung der Leerscheiben mit Rotgussbüchsen, die, wenn abgenutzt, durch neue ersetzt werden können.

Stufenscheibe und Riemenkonus.

Fig. 1, 2 3 und 4 Tafel 43. Es kommt bei Arbeitsmaschinen (Drehbänken, Bohrmaschinen etc.) häufig als Bedürfnis vor, von der mit konstanter Geschwindigkeit laufenden Welle aus, die Umdrehungszahl der andern zu betreibenden zu verändern. Diesen Anforderungen entsprechen die Stufenscheibe und die Riemenkonen.

Hauptbedingung ist dabei, dass je zwei zusammenarbeitende Scheibenpaare mit gleicher Riemenspannung zu arbeiten vermögen. In Bezug auf die Fig. 1 Tafel 43 muss z. B die Länge: $\overset{\frown}{cba} + \overline{ad} + \overset{\frown}{def} + \overline{fc}$ bei allen zusammen arbeitenden Scheibenpaaren gleich sein.

Für die Riemenscheiben mit gekreuzten Riemen muss die Summe S der beiden Radien je zweier zusammengehöriger Durchmesser einer und derselben Stufenscheibenleitung konstant sein. Es muss, wenn $R + r = S$ ist, auch $R_1 + r_1 = S$, $R_2 + r_2 = S$ u. s. w. sein.

Eine Stufenscheibe im Schnitt, zeigt die Fig. 3 Tafel 43; die punktiert angegebenen Rippen werden bei grösseren Dimensionen der Scheibe angeordnet.

Der Riemenkonus kann als eine Stufenscheibe mit unendlich vielen Abstufungen behandelt werden. Während bei der Umwechslung des Riemens auf dem Stufenscheibenpaare jedesmal ein Stillstand der Wellen stattfinden muss, kann diese Umwechslung beim Riemenkonuspaare ohne Unterbrechung vor sich gehen; der Uebergang von grösseren zu kleineren Winkelgeschwindigkeiten und umgekehrt ist ein stetiger und wird durch ein

entsprechendes Vorgelege reguliert. Bezüglich der Konstruktion der Konen gelten dieselben Gesetze wie für die Stufenscheiben, auch hier muss der Riemen stets gleiche Spannung haben. Fig. 4 Tafel 43 bringt einen Riemenkonus zur Ansicht.

Die Verbindungen von Riemenenden.

Diese Verbindungen sollen hinreichende Festigkeit gewähren, leicht gelöst und wieder hergestellt werden können und eine Nachspannung des Riemens auf einfache Weise gestatten. Die gewöhnlichste und ursprüngliche Riemenverbindung ist die durch s g. Nähriemen bewerkstelligte. Eine weitere Verbindung von Riemen geschieht durch Riemenschrauben. Ist e die Entfernung zweier Schrauben in einer Querreihe, d_1 der Durchmesser einer Riemenschraube, i die Anzahl der Verschraubungsreihen, so hat man zur Bestimmung von i die Gleichung: $i = \left(\frac{e}{d_1} - 1\right)$ was ergiebt

$\frac{e}{d_1}$	2	3	4	5
i =	1	2	3	4

Bei Innehaltung dieser Regel wird die Festigkeit der Verschraubung nahezu der des Riemens entsprechen.

Ferner gsschieht die Verbindung mittelst Nieten, Krallen, Haken, Knebel, Klemmen.

Eine Verbesserung, welche den Uebelstand des Gleitens der Riemen beseitigt, ist der Wegmann'sche Compound-Riemen. Bei dieser Anordnung wird auch zu gleicher Zeit die ungleiche Ausdehnung der Riemen auf ein Minimum reduziert.

Der Riemen besitzt statt seiner einfachen Länge die doppelte, wird nach Fig. 6 Tafel 43 spiralförmig zusammengerollt und da, wo die beiden Enden a Fig. 7 zungenförmig zusammentreffen, durchlocht; dieselben werden durch den Schlitz b hindurch gesteckt und dann mittelst Binderiemen etc. verbunden oder es ist auch die Anordnung nach Figur 8 zu treffen.

Die Wirkung des Compound-Riemens hängt wie aus Fig. 6 ersichtlich von der Ursache ab, dass die innere Schleife durch die Reibung mit der äusseren, welche sich stets erweitern will, zusammen gezogen wird. Die Anwendung des Compound-Riemens ist bei allen maschinellen Anlagen möglich, die einen gleichmässig durchziehenden Riemen brauchen, dagegen wird derselbe seinen Dienst nicht erfüllen, wo ein öfteres und plötzliches Aus- und Einrücken stattfindet. Die Riemen erhalten nur fast die halbe Breite der einfachen Riemen.

Riemenleitungen zwischen sich kreuzenden (geschränkten) Achsen zeigen die Fig. 1, 2 und 3 Tafel 44.

Die beiden Ablaufpunkte P und Q der Fig. 1 müssen in der Durchschnittslinie m n (Spur) der beiden Scheibenebenen liegen. Es können daher die Scheiben jede beliebige Lage zu einander einnehmen, so lange sie die Spur m n tangieren. Macht man den in der Figur ersichtlichtlichen Winkel $\alpha = 0$ und behalten die verzeichneten Pfeilrichtungen ihre Gültigkeit, so erhält man den „geschränkten", ist Winkel $\alpha = 90^0$, so hat man den „halbgeschränkten" und ist Winkel $\alpha = 180^0$, so ergiebt sich der offene Riemenbetrieb. Sehr häufig benützt man bei den verschiedenen Anordnungen des Riemenbetriebs s. g. Spann- oder Leitrollen, wie dieses in den Figuren 2 und 3 Tafel 44 zu ersehen ist.

Ausser diesem Riemenbetrieb werden auch Draht- und Hanfseile zum Transmissionsbetriebe verwendet. Die hier zu beachtenden Gesetze sind dieselben wie bei dem Riemenbetriebe.

Als Transmissionsmittel sind ausser dem Kernleder-Treibriemen zu erwähnen, die gewebten Baumwollriemen, Gummi-Treibriemen, Gutta-Percha-Riemen, Hanfriemen, Segeltuchriemen und Kameelhaar-Treibriemen.

Seilscheiben.

Von ausserordentlicher Wichtigkeit für die Uebertragung kleiner wie grösster Kräfte auf geringe, wie auf die weitesten Entfernungen ist die Benutzung eines Seiles als Bewegung vermittelnden Organes zwischen Scheiben (Rollen), welche auf den zu verbindenden Wellen befestigt sind. Bei der Seilübertragung kommen Drahtseile, Hanfseile, Baumwollseile und Juteseile zur Anwendung.

a) Drahtseiltransmission. Das Drahtseil besteht aus mehreren kleinen Seilen (Litzen) welche um eine lose zusammengefügte Hanfschnur schwach gedreht sind; die Litzen selbst sind aus einer Anzahl Drähten ebenfalls um eine Hanfschnur gewunden, so dass infolge dieser doppelten Drehung die Drähte an der äusseren Peripherie des Seiles ziemlich in der Richtung der Längenachse des ganzen Seiles liegen. Der Draht besteht aus Eisen oder Gussstahl.

Die Drahtseilübertragung bietet gegenüber den Effektübertragungen mittelst Riemenscheibenbetrieb den grossen Vorteil, dass man mittelst ihr im Stande ist, den Effekt auf sehr grosse Entfernungen übertragen zu können. Die Maximal-Entfernung zweier Seilscheiben kann 120 m betragen. Soll der Effekt auf eine noch weitere Entfernung übertragen werden, so muss man das Seil durch Rollen unterstützen. Die Umfangsgeschwindigkeit kann 20 bis 30 m betragen, als normaler Wert ist 16 bis 20 m zu nehmen.

Bezeichnet: δ die Stärke eines einzelnen Drahtes, a die Anzahl der einzelnen Drähte, $\triangle$ die Stärke des ganzen Seiles, P die Umfangskraft, k die Zugbeanspruchung pro □mm und T die Spannung im führenden Seile, so muss

$$T = 2P = \frac{\delta^2 \pi}{4} . k . a \qquad 21$$

sein. Hieraus lässt sich die Draht-Dicke bestimmen. Für k ist zu setzen 6 bis 8 kg.

Der Scheibenkranz wird mit oder ohne Ausfütterung hergestellt. Diese letztere ist ausser Holz jetzt fast durchgehend Leder. Fig. 1 und 2 Tafel 45 zeigen Scheibenkranzquerschnitte mit ein- und zweifachen Kranzrinnen mit Ausfütterung, Fig. 3 einen Querschnitt ohne Ausfütterung. Die Armquerschnitte bestimmt man auf ähnliche Weise wie für Riemenscheiben.

b) Hanfseiltransmission. Hanfseile dienen sowohl zur Verbindung der Motoren mit den Haupttransmissionswellen als auch zur Verbindung dieser unter einander. Durch beliebige Vermehrung der Seile ist die übertragbare Kraft bis zu jeder gewünschten Grösse steigerungsfähig. Besonders vorteilhaft ist der Hanfseilbetrieb, wenn es sich darum handelt, mehrere Transmissionswellen von einer Kraftwelle zu betreiben, indem man hierbei die theuern und häufigen Betriebsstörungen veranlassenden Räderwerke und die mit Nachteilen verbundenen Königswellen vermeidet. Zur Erzielung der erforderlichen Reibung zwischen Seil und Scheibe versieht man die letztere mit keilförmigen Rillen. Die Praxis hat gelehrt, dass ein Keil-Winkel von 20 ° bis 45 ° der vorteilhafteste ist. Allgemein üblich ist der Winkel von 43 °.

Bezeichnet:

δ den Durchmesser des Seiles
i die Anzahl der Seile
D und D_1 die Durchmesser zweier Seilscheiben in Metern,
n und n_1 die Umdrehungszahl pro Minute.
A die Achsenentfernung bei den Seilscheiben in Metern
v die Seilgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde
N die zu übertragende Leistung in Pferdestärken
P die Umfangskraft in kg
p die zulässige Belastung eines Seiles

so hat man:

$$\left.\begin{aligned} & D \geqq 25\,\delta \\ & D < \frac{A}{1 + \frac{n}{n_1}} \\ & D_1 = \frac{n}{n_1} . D \\ & D = 19,1 . \frac{v}{n} \end{aligned}\right\} \quad 22$$

Erfahrungsgemäss kann ein Hanfseil belastet werden

vom Durchmesser δ = 30 35 40 50
mit p = 42 bis 58 bis 75 bis 96 bis 120 kg. ... 23

Bei gegebener Umdrehungszahl und Leistung findet man die Umfangskraft aus

$$P = 1433 . \frac{N}{n . D} \quad 24$$

Die Seilzahl aus

$$i = \frac{P}{p} \quad 25$$

Dimensionen des Kranzes, der Arme und der Nabe.

Die Figuren 4 bis 9 zeigen Krauzquerschnitte der Hanfseilscheiben mit eingeschriebenen Verhältniszahlen. Es ist hierbei zu nehmen:

$$\left.\begin{aligned} a &= 0{,}18\,\delta + 5 \\ a_1 &= 0{,}2\,\delta + 8 \end{aligned}\right\} \quad 26$$

$$c = 0{,}2\,\delta + 10 \quad 27$$

$$b = \delta + 15 \text{ bis } \delta + 20 \quad 28$$

Die Anzahl der Arme

$$Z = 2\left(1 + \frac{D}{2}\right) \quad 29$$

Höhe h der Arme in der Nabe gemessen bei ellyptischem Querschnitt (siehe Fig. 5 Tafel 45) aus:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{8}{Z}} \quad 30$$

wobei d den Durchmesser der Welle bezeichnet und nimmt man die Breite (Dicke) gleich 0,4 h.

Für die Nabe ergeben sich mit Bezug auf Fig. 5, Tafel 45

$$\left.\begin{aligned} L &= 40 + 40\,D + 10\,i \text{ für } \delta = 30 \\ L &= 50 + 45\,D + 15\,i \;\text{„}\; \delta = 35 \\ L &= 60 + 45\,D + 20\,i \;\text{„}\; \delta = 40 \\ L &= 70 + 50\,D + 25\,i \;\text{„}\; \delta = 45 \\ L &= 80 + 50\,D + 30\,i \;\text{„}\; \delta = 50 \end{aligned}\right\} \quad 31$$

Ferner macht man:

$$l = 0{,}3\,L \quad 32$$

$$w = 0{,}3\,d + 10 \quad 33$$

$$d_1 = d + 10 \text{ bis } d + 20 \quad 34$$

je nach Grösse des Wellendurchmessers.

Die Fig. 10 Tafel 45 zeigt eine Nabe mit Fugen gegossen und mit dem Zwing-Ringe R versehen. Diese Weise der Herstellung tritt ein, wenn der Durchmesser der Scheibe mehr als zwei Meter beträgt und hat den Zweck, schädliche Gussspannungen zu vermeiden. Diese Zwingringe erhalten eine Höhe von 0,33 w und eine Breite von 0,55 w.

Schon aus Rücksicht auf den Transport müssen die Scheiben von mehr als 3 Meter Durchmesser zweiteilig sein; auch kann dieses bei kleinern Durchmesser, wegen des leichtern Aufbringen der Scheibe schon wünschenswert sein. Die Verbindungsbolzen am

Kranze (Fig. 5) sind aus Stahl zu machen und erhalten an beiden Enden Gewinde und Muttern.

Passende Anzahl Bolzen sind:

$n_2 = 2 \times 1 \quad 2 \times 2 \quad 2 \times 3$

für 1 bis 2 3 bis 5 6 bis 10

Bezeichnet s_1 den äussern Durchmesser des Verbindungsbolzen am Kranze, s_2 denselben an der Nabe, so hat man bezüglich der Fig. 5 Tafel 45.

$$\left.\begin{array}{l} e = 10 + s_1 \\ e_1 = 1{,}25\ s_1 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots 35$$

Zum Zusammenhalten der Nabe dienen stets vier Schrauben, deren äusserer Durchmesser

$$\left.\begin{array}{l} s_2 = 20 + 0{,}15\ d \text{ für Schrauben allein, und} \\ s_2 = 15 + 0{,}10\ d \text{ für Schrauben in Verbindung mit Zwingringen} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots 36$$

zu nehmen ist.

Die Stärke der Verbindungsflansche der Nabe ergiebt sich aus der Konstruktion während man $m = 1{,}25\ s_2$ nimmt.

Für die Dimensionen der Zwingringe hat man:

$$\left.\begin{array}{l} r_1 = 10 + 0{,}1\ d \\ r = 15 + 0{,}14\ d \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots 37$$

Da die Bolzen die ganze Zentrifugalkraft C aufnehmen sollen, so folgt nach der Festigkeitslehre, wenn s den Kerndurchmesser der Schraubenbolzen und G das Gewicht der halben Scheibe bezeichnet:

$$\left.\begin{array}{l} C = 0{,}208\ \dfrac{v^2 . G}{D} \\ \text{und } s = 0{,}355 \sqrt{\dfrac{C}{n_2}} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots 38$$

Als annäherndes Gewicht der Seilscheibe hat man:

$$2\ G = 0{,}782\ (0{,}75 + i)\ (\delta + 0{,}02\ \delta^2)(1 + 0{,}0\ 4\ D).\ D \quad \ldots\ldots 39$$

XIII. Abteilung.

Pleuelstangen und Pleuelstangenköpfe.

Pleuel-, Schub- oder Kurbelstange nennt man denjenigen Teil einer Maschine, welcher Kurbelzapfen und Kreuzkopfzapfen miteinander verbindet und auf diese Weise die Bewegung des Kreuzkopfzapfens fortleitet. Der Querschnitt der Stange oder des Schaftes kann sein: ein kreisförmiger, doppelt T förmiger, kreuzförmiger oder rechteckiger. Das Material derselben ist Schmiedeeisen oder Gussstahl, selten Gusseisen oder Holz.

Je nachdem die Pleuelstange beansprucht wird, berechnet sich der Querschnitt nach der Festigkeitslehre.

Für Stangen, bei welchen es unsicher ist, ob dieselben nur auf Druck- oder Zerknickungsfestigkeit zu berechnen sind, führt man beide Berechnungen durch und nimmt als definitives Mass das grössere der beiden berechneten. Man verjüngt die Stange nach beiden Seiten.

Bei der Berechnung schwerer und langer Pleuelstangen ist die Belastung durch das Eigengewicht nicht zu vernachlässigen, indem durch diese bei horizontalen Stangen eine Beanspruchung auf Biegung, bei vertikalen Stangen dagegen eine bedeutend grössere Beanspruchung auf Zug entsteht. Die gefundene Stärke gilt für die Mitte bezw. für die Stelle der stärksten Inanspruchnahme.

Die Verbindung der Enddimension mit der mittleren Stärke kann entweder nach

einer geraden oder nach einer schwach gekrümmten Linie geschehen. Bei der Stange von rechteckigem Querschnitt geschieht diese Verjüngung nur der Höhe nach, da die Breite mit Rücksicht auf leichtere Herstellung meistens konstant durchgeführt wird.

Konstruktionsverhältnisse der Pleuelstangenköpfe.

Bei der Konstruktion derselben ist Rücksicht zu nehmen auf möglichste Vermeidung der Abnützung, auf Reparaturfähigkeit, rasche Bedienung und Nachhilfe. Vor allen sind plötzliche Querchnittsänderungen möglichst zu vermeiden und die Uebergänge mittelst Rundungen auszuführen. Für das Gehäuse (Rahmen) der schmiedeeisernen Lagerköpfe genügt eine Minimalstärke

$$a = 0{,}22\ (d + 10) \qquad 1$$

wenn d der Durchmesser des Kurbelzapfens ist. An Stellen, wo jedoch Schwächungen durch Keil- oder Schraubenlöcher vorkommen, sowie in der Richtung des Stangendruckes nehme man

$$1{,}5\ a = 0{,}33\ (d + 10) \qquad 2$$

Die geringste Dimension der Schalenstärke bestimmt sich durch

$$e = 0{,}06 + 4 \qquad 3$$

und wird ebenfalls in der Richtung des Stangendruckes auf 1,5 e, ja sogar aus konstruktiven Gründen mitunter auf 2 e bis 3 e verstärkt.

Um ein Nachstellen der Schalen zu ermöglichen, giebt man den Pleuelstangenköpfen verschiedene Formen und hat man deren:

1) Geschlossene einteilige,
2) „ mehrteilige, und
3) Offene Lagergehäuse.

Die unter 1) bezeichneten werden aus einem Stücke hergestellt und lassen sich dieserhalb in die einfachste Form bilden. Das Nachstellen der Schalen wird hierbei gewöhnlich durch Stellkeile bewerkstelligt, Fig. 2 Tafel 46, der rechtsseitige Kopf Fig. 1 Tafel 47 und Fig. 3 Tafel 47 zeigen derartige Konstruktionen. Die unter 2) angeführten mehrteiligen Lagergehäuse bestehen aus der festen Verbindung einer Verschlussplatte mit dem Seitenrahmen des Lagergehäuses. Die Figuren 3 Taf. 46 und 4 und 5 Tafel 47 zeigen solche Konstruktionen.

Bei den unter 3) angeführten offenen Lagerköpfen ist die Stellung des Verschlussstückes, wie die der Schalen veränderlich, seine Verstellbarkeit erhält es durch Keile oder Schrauben. Die Figuren 1 und 2 Tafel 46 und Fig. 1 und 2 Tafel 47 zeigen verschiedene Konstruktionen derartiger Köpfe.

In Betreff der Stellung der Lagerschalen, wirken die in Anwendung kommenden Konstruktionen entweder auf Verlängerung oder Verkürzung der Triebstangen, je nachdem die Zapfenmittel durch die Stellvorrichtung vor- oder rückwärts gedrängt werden. Dieses in Fällen zu vermeiden, wo es auf eine genaue Einhaltung der Zapfenmittel-Entfernung ankommt (z. B. bei Kupplungsstangen, durch welche zwei rotirende Kurbeln verbunden werden) müssen beide Lagerköpfe der Stange mit Stellvorrichtung versehen sein, die in entgegengesetzter Richtung wirken, so dass eine Verkürzung der Stange durch die andere Stellvorrichtung wieder ausgeglichen wird.

Bei Pleuelstangen zur Verbindung des Kreuzkopfes mit dem Kurbelzapfen wird wegen dem vorhandenen Spielraum eine so genaue Einhaltung der Zapfenmittel nicht jederzeit nötig. Bei geschlossenen Lagerköpfen wirken die innerhalb gegen die Stange hin angebrachten Stellvorrichtungen auf eine Verlängerung der Stange hin, während dagegen die ausserhalb angebrachten Stellvorrichtungen eine Verkürzung bewirken. Stellkeile, welche im Innern des Lagergehäuses angeordnet sind, erhalten wegen der nur kurzen Bewegungslänge einen starken Anzug 1 : 5 oder 1 : 6. Ihre Bewegung erhalten sie meistentheils durch eine Schraube, wie die Fig. 2 Tafel 46 zeigt. Die Schraube wird hierbei auf Zug oder Druck in Anspruch genommen und bewirkt eine Sicherung der Keilstelluug. Stell-

keile, welche durch das Lagergehäuse hindurch reichen, also eine grössere Bewegungslänge haben, erhalten einen einseitigen Anzug 1 : 15 oder einen zweiseitigen 1 : 30. Hierbei ist zu beachten, dass durch die durchgehenden Stellkeile keine Verschwächung des Lagergehäuses eintritt; man begrenze daher die durchgehenden Löcher für die Keile wie für Keilbeilagen halbrund. Zur Sicherung dieser Keile wendet man ebenfalls Schrauben an und zwar entweder seitlich durch das Gehäuse gehende oder solche, die den Keil gegen eine in das Lagergehäuse eingepasste Beilage festspannen.

Keilsicherungen zeigen die Köpfe Fig. 1 und 3 Tafel 46 und Fig. 1 und 4 Tafel 47.

Die nachstehende Tabelle giebt die Dimensionen des Pleuelstangenkopfes Fig. 1 Tafel 46. Wie aus der Figur ersichtlich, können die Stahlkeile hierbei in zweifacher Weise, je nach Belieben des Konstrukteurs, konstruirt werden, einmal als Keile, die durch eine seitliche Druckschraube festgestellt werden und auch als solche, die durch daran befindliche Gewindezapfen und Doppelmutter und Distancehülse nachgestellt werden. Der geringste Durchmesser t der Distancehülse ist so gross zu wählen, dass der Keilquerschnitt am äussersten Ende des Keiles, da, wo der Gewindezapfen anfängt, in der Hülse noch bequem Platz findet.

d	a	b	i	c	e=m	h	w	y	k	o	s	r	l	q	f	g	d_1	p_1	w_1	o	k_1=u	z	b_1	v
20	4	6	4	6	9	9	95	18	10	13	8	7	54	46	32	80	26	20	6	30	7	16	7	24
25	5	7	5	7	10	10	110	20	11	14	9	7	58	55	40	92	32	24	7	32	7	18	7	28
30	5	7	5	8	11	12	120	23	13	16	10	8	58	62	45	105	40	30	8	37	8	21	8	32
35	6	9	6	9	12	14	135	26	15	19	10	10	80	71	54	125	46	46	10	44	8	25	8	36
40	6	9	6	10	13	18	150	30	18	22	12	12	95	78	58	145	52	42	10	50	10	30	10	40
45	7	10	7	12	15	22	170	34	20	25	14	14	110	89	65	165	60	48	12	56	10	35	10	44
50	8	11	8	14	18	26	190	38	22	28	16	16	120	102	72	181	66	54	14	62	10	38	13	48
55	8	11	8	15	19	30	210	42	24	30	18	18	140	109	78	200	62	60	15	66	13	40	13	52
60	9	12	9	16	20	32	230	45	26	33	20	20	148	118	84	220	40	68	16	74	13	45	16	56
65	9	12	9	18	22	36	240	48	28	35	20	22	158	127	90	535	86	72	16	78	13	50	16	60
70	10	13	10	20	25	40	260	52	30	38	22	24	172	140	96	255	92	78	18	84	16	52	16	64
75	10	14	10	21	28	45	280	56	33	41	24	26	190	151	103	275	100	84	18	90	16	56	18	68
80	11	15	11	22	29	50	300	60	35	44	26	28	210	260	110	300	110	90	20	98	16	60	18	72
85	11	15	11	23	20	52	312	62	36	45	27	30	215	167	115	310	115	95	20	100	20	64	18	76
90	11	15	11	24	32	55	325	65	38	48	28	32	225	176	120	325	122	102	22	108	20	68	20	80
95	12	16	12	25	34	58	345	68	40	50	30	34	340	187	127	345	128	108	22	112	20	72	20	85
100	12	16	12	26	35	60	360	70	42	53	32	36	250	194	132	360	135	115	24	118	22	75	20	90

Für die Figuren 2 und 3 Tafel 46 und Fig. 2 Tafel 47 ist die Einheit a zu bestimmen nach Formel 1.

XIV. Abteilung.

Die Kurbeln und Kurbelscheiben.

Die Kurbeln dienen zur Uebersetung einer rotirenden Bewegung in eine gradlinige oder umgekehrt. So z. B. findet man die Uebersetzung einer rotirenden in eine gradlinige mittelst Kurbel bei den Stossmaschinen, den umgekehrten Fall bei jeder Dampfmaschine. Je nach der Anordnung in Bezug auf die Welle und Konstruktion unterscheidet man: Stirnkurbeln, Gegenkurbeln, Kurbelachsen oder gekröpfte Wellen und excentrische Scheiben.

Die Kurbeln, welche im Maschinenwesen eine so vielfältige Anwendung finden

und meistens sehr bedeutende Kräfte zu übertragen haben, werden meistens aus Schmiedeeisen, seltener aus Gusseisen oder aus Stahl angefertigt.

Stirnkurbeln werden stets am Stirnende einer Welle aufgezogen. Man unterscheidet dabei den Kurbelarm, die Kurbelwelle und den Kurbelzapfen. Ersterer ist bei schmiedeeisernen Kurbeln meistens von rechteckigem Querschnitte, bei gusseisernen kann er verschiedene Formen erhalten. Die Kurbelwelle ist auf zusammengesetzte Festigkeit, Biegung und Torsion zu berechnen, der Kurbelzapfen auf Biegung mit Berücksichtigung des auftretenden Flächendruckes.

Der Kurbelarm dagegen ist je nach seiner Stellung auf verschiedene Weise in Anspruch genommen.

Der Kurbelzapfen wird stets aus Stahl gemacht. Ist P in kg der Zapfendruck, so erhält man für Dampfmaschinen-Kurbelzapfen (siehe die Figuren auf Tafel 48 und Fig. 1 Tafel 49), wenn

$\frac{l}{d} = 1{,}25$ für Lagerschalen aus Rotgussmetall
$\frac{l}{d} = 1{,}35$ „ „ „ „ Weissgussmetall 1

$d = 1{,}03 \sqrt{P}$ für Lagerschalen aus Rotgussmetall
$d = 1{,}07 \sqrt{P}$ „ „ „ „ Weisgussmetall 2

Die Stärke der Hülse oder Nuss, in welche der Kurbelzapfen eingepasst wird, ist in den geringsten Dimensionen zu nehmen:

Bei schmiedeeisernen Kurbeln $\delta = 0{,}4\,(d + 10)$ 3
„ gusseisernen „ $\delta = 0{,}5\,(d + 10)$ 4

Die Länge derselben bei Schmiedeeisen und Gusseisen ist:
$= 1{,}4\,d$ bis $1{,}5\,d$ 5

Die Kurbelwelle wird cylindrisch in die Hülse eingepasst und warm aufgezogen. Die Keildimensionen nehme man:

Breite $k = 0{,}7\,\triangle = 0{,}28\,(D + 10)$ 6
Stärke $k_1 = 0{,}4\,\triangle = 0{,}16\,(D + 10)$ 7

worin α die Hülsenstärke und D den Durchmesser des Endzapfens bezeichnet. (Siehe Figur 2 und 5 Tafel 48).

Die geringste Dimension der Hülsenstärke nehme man:

Bei Schmiedeeisen $\triangle = 0{,}4\,(D + 10)$ 8
„ Gusseisen $\triangle = 0{,}5\,(D + 10)$ 9
Die Länge derselben $=$ D bis $1{,}5$ D 10

Eine gusseiserne Stirnkurbel mit eingeschriebenen Verhältniszahlen zeigt die Figur 5 Tafel 48. Eine Gegenkurbel zeigt Fig. 6 auf derselben Tafel.

Bei der Fig. 1 Tafel 48 besteht der Kurbelzapfen und Kurbelarm aus einem Stück. Kurbeln mit eingesetzten Kurbelzapfen zeigen die Figuren 2, 3, 4, 5 und 6 Taf. 48. Die Keilhöhe x in der Fig. 2 betrage $x = 2{,}5\,(0{,}12\,d + 4)$.

Um die Centrifugalkraft, welche durch eine gewöhnliche Kurbel erzeugt wird, zu vermeiden, wendet man bei sehr schnell gehenden Maschinen statt der Kurbel eine Kurbelscheibe an und bringt ausserdem noch ein Gegengewicht an, damit der nachteiligen Einwirkung, der hin- und hergehenden Triebmassen auf das Maschinenfundament kräftig entgegengesteuert wird. Die Fig. 1 und 2 Taf. 49 zeigen Kurbelscheiben mit Konstruktionsmassen.

Hierbei ist:

$D_1 = 1{,}8\,D$
$D_2 = 1{,}8\,D + 5$ bis $1{,}8\,D + 10$
$a = \frac{D_1 - D}{2}$
$c = a - 10$ bis $a - 15$
$b = 1{,}6\,d$
$d_2 = 1{,}8\,d + 5$ bis $1{,}8\,d + 10$ 11

XV. Abteilung.

Excenter.

Um eine Kurbelbewegung von einem Punkte der Welle aus einzuleiten, an welchem dieselbe eine Unterbrechung in ihrem Zusammenhange nicht erleiden darf, bildet man die Welle entweder gekröpft oder versieht selbige mit einer excentrischen Scheibe, welche den Kurbelzapfen zu ersetzen hat. Denken wir uns den Durchmesser eines Kurbelzapfens so weit vergrössert, dass dessen Umfang den Querschnitt der Kurbelwelle umschliesst, so geht derselbe in eine kreisrunde Scheibe über, welche sich nicht um ihren eigenen Mittelpunkt, sondern um den Wellenmittelpunkt dreht. Die Bewegungsübertragung wird hierdurch nicht geändert; an Stelle des Kurbelradius tritt hier die Entfernung von Mitte Scheibe bis Mitte Welle und heisst die Excentrizität.

Die Excenter sind ihrer Konstruktion nach volle oder durchgebrochene Scheiben und nach Obigem so auf die Welle gesetzt, dass ihr Mittelpunkt mit der geometrischen Achse der Welle nicht zusammenfällt. Diese Scheiben werden von einem zweiteiligen Ringe dem Excenterringe oder Bügel umgeben, welche Ringe unter sich und mit der die Bewegung übertragenden Excenterstange fest verbunden sind. Der Umfang der Scheiben muss zur Aufnahme des Bügels oder Ringes entsprechend gestaltet sein; hierbei ist Bedingung, dass das Sshmiermaterial gezwungen wird erst die ganze Reibungsfläche zu durchlaufen, ehe es an den Planflächen austreten kann. Der ersteren Bedingung genügt man durch die an den Scheiben befindlichen Ansätze oder Anläufe genannt, welche in entsprechenden Nuten der Excenterbügel passen. Die Anbringung der Schmiervorrichtung richtet sich nach der Lage der Excenterstange (ob das Excenter für vertikale oder horizontale Bewewegung dient). Bei Anordnung des Excenterbügels hat man namentlich auf die auftretende Reibung Rücksicht zu nehmen; dieselbe ist abhängig von den Materialien der aufeinander gleitenden Flächen.

Die bei den Excentern zu verwendenden Materialien sind Gusseisen, Schmiedeeisen, Messing. Ist Bügel und Scheibe von ein und demselben Material, so muss zur Vermeidung der Reibung der Bügel eine Metallcompositionseinlage von Zinn, Antimon und Kupfer erhalten. Durch diese Einlage ist der Bügel sowohl als auch die Scheibe gegen Abnutzung geschützt und kann diese, wenn sie ausgenützt, sehr leicht wieder ersetzt werden. Die Kompositionsringe werden entweder für sich in entsprechenden Formen gegossen oder das Giessen findet direkt in den Bügel statt; die Befestigung derselben geschieht mit Schrauben. Der Kraftverlust ist bei den Excentern ein grosser, aus welchem Grunde Excenter bei Uebertragung von grösseren Kräften seltener, hauptsächlich nur als Bewegungsmechanismen, zur Anwendung gelangen.

Die Breite des Excenters bestimmt sich mit Rücksicht auf möglichst solide Befestigung auf der Welle proportional der Excentricität und dem Wellenhalbmesser, d. h. proportional der beiden Grössen, von welchen der Durchmesser des Excenters zunächst abhängig ist. Man nimmt hierfür ganz passend die Formel

$$b = {}^1/_2 \, (E + {}^1/_2 \, D) \quad \ldots\ldots 1$$

wobei E die Excentricität und D den Wellendurchmesser bezeichnet; oder auch

$$b = 0{,}20 \, D + 15 \quad \ldots\ldots 2$$

Die geringste Stärke, welche eine durchbrochene Scheibe an der Welle erhalten soll, sei

$$\left.\begin{array}{l} a_1 = 0{,}5 \text{ b für Gusssisen} \\ a_2 = 0{,}4 \text{ b bis } 0{,}5 \text{ b für Schmiedeeisen} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots 3$$

Der Durchmesser der Scheibe beträgt somit für die in der Regel gusseiserne Scheibe

$$D_1 = 2 \, (E + {}^1/_2 \, D) + 2. \, 0{,}5 \, b = 5 \, b \quad \ldots\ldots 4$$

Die an der Kurbelwelle der Dampfmaschinen angebrachten Excenter werden meistens zweiteilig gemacht, um sie nach dem Aufziehen der Kurbel anbringen und behufs des Transportes wieder abnehmen zu können. Siehe die Figuren 6, 7 und 8 Tafel 49.

Die Teilungsfuge zunächst der Bohrung für die Welle muss dabei in der Richtung eines Durchmessers derselben laufen, die weitere Gestalt der Fuge kann dagegen verschiedenartig schräg oder abgesetzt angenommen werden, und ergeben sich damit auch die verschiedenen Verbindungsarten, wobei die Verbindungsbolzen, welche entweder als Stiftschrauben konstruirt sein können, oder in Form von Keilbolzen angewandt werden, eine Stärke von

$\delta = 0{,}4$ b oder $= 0{,}1$ D $+ 7$ 5

ausgeführt werden.

Die Dicke der Bolzenkeile nehme man gleich $0{,}25\,\delta$ und die Höhe derselben gleich $1{,}2\,\delta$.

Die Dicke der rechteckigen Excenterringe beträgt bei einer Breite b (gleich der Breite der Scheibe)

a) für Schiedeeisen $= 0{,}4$ b)
b) für Gusseisen $= 0{,}5$ b) 6

Die Dimensionirung der Excenterstangen geschieht nach den Regeln der Festigkeitslehre; zweckmässig kann man rechnen bei rechteckigen Stangen: eine Breite gleich 1,5 b und eine Dicke gleich 0,4 b.

Runde Stangen erhalten durchschnittlich einen Durchmesser gleich 0,7 b.

Bei rechteckigen Stangen kann eine Verjüngung gegen das andere Ende bis auf eine Breite gleich b eintreten. Runde Stangen erhalten bei grösserer Länge eine Verstärkung des Durchmessers gegen die Mitte.

Verschiedene Excenterkonstruktionen zeigen die Figuren 3, 4 und 5 Tafel 49.

XVI. Abteilung.

Kreuzköpfe.

Die Kreuzköpfe oder Querhäupter sind diejenigen Maschinenteile, welche die gradlinig gehende Kolbenstange mit der schwingenden Pleuelstange verbinden. Die nötige Führung erhält der Kreuzkopf durch Gleit- oder Führungslineale oder Gylinder. Die Bestimmung der Kreuzkopfbolzenstärke geschieht je nach der Beanspruchung nach den Regeln der Festigkeitslehre und mit Rücksicht auf Abnutzung etc. Mit Rücksicht auf die Festigkeit, wohl auch zuweilen zur Reduktion der bewegten Massen wird als passendes Material für die Kreuzkopfkörper Schmiedeeisen und Stahl, seltener Gusseisen verwendet. Die Führungsschuhe oder Gleitflächen werden mit einer Beilage von Gusseisen, Rot- oder Weismetall versehen. Die Grösse der Gleitfläche bestimmt sich nach dem grössten Normaldruck. Die Mitnehmerzapfen der Schuhe, welche bei einzelnen Kreuzkopfkonstruktionen vorkommen, erhalten einen Durchmesser von $^{8}/_{10}$ bis $^{10}/_{10}$ des Kreuzkopfbolzens. Bezüglich der Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf ist zu bemerken, dass der Konus des Kolbenstangenendes durch eine seitliche Schräge von 1 : 20 bis 1 : 30 bestimmt ist; die Länge des Konuses nimmt man zweckmässig gleich dem $2^{1}/_{2}$ fachen Durchmesser der Kolbenstange. Der Befestigungskeil aus Stahl erhält bei einer Dicke $= 0{,}2\,(d + 10)$ und einer Breite $= 0{,}7\,(d + 10)$ einen rechteckigen Ouerschnitt bei einem Schrägmass des Keiles 1 : 20, wenn d der Durchmesser der Kolbenstange ist. Die Hülse des Kreuzkopfes, in welche die Kolbenstange eingepasst wird, habe eine Stärke von mindestens $0{,}4\,(d + 10)$ für Schmiedeeisen, und $0{,}5\,(d + 10)$ für Gusseisen. Erhält diese Hülse am Ende einen Wulst, so kann man die Stärke auf $^{8}/_{10}$ vermindern.

Man unterscheidet ein- und zweigleisige Kreuzkopfführungen. Formen der Führungen zeigt die Fig. 1 Tafel 50.

Bei reichlicher Dimensionirung der Gleitschuhe und gute Ausführung vorausgesetzt, ist eine Abnutzung der Schuhe kaum wahrnehmbar. Sollte eine solche sich nach längerer Zeit bemerkbar machen, so legt man zwischen Kopf und Schuh ein schwaches Blech von

einer der Abnutzung entsprechenden Stärke. Die Anwendung von Keilen, Schrauben etc. zum Nachstellen findet weniger statt und kann dieselbe unter Umständen schnelleren Verschleis und Kraftverlust der Maschine zur Folge haben.

Je nach der Form des Pleuelstangenkopfes ist die Konstruktion des Kreuzkopfkörpers verschieden. Kreuzköpfe für ein- und zweigleisige Führungen zeigen die Figuren der Tafel 50.

In Bezug auf Fig. 1 Tafel 50, welche einen schmiedeeisernen Kreuzkopf mit Gussschuhe für eine Cylinderführung zeigt, hat man bei einer Zapfenlänge gleich dem 1,5 bis 1,7 fachen Durchmesser nachfolgende Dimensionen.

$d_1 =$	65	70	75	80	85	90	$d_1 =$	65	70	75	80	85	90
a	80	90	95	100	105	110	e	245	245	280	280	310	310
b	30	35	35	40	40	40	f	300	300	340	340	380	380
c	105	110	120	130	135	145	g	36	36	40	40	45	45
d_2	70	75	80	85	90	90	h	125	135	145	150	160	170
d_3	75	85	90	95	100	105	δ	5/8"	5/8"	5/8"	3/4"	3/4"	3/4"

Die Länge L der Schuhe wird je nach der Grösse des Kolbenhubes gewählt und danach die Breite B nach der durch den Normaldruck sich ergebenden Druckfläche bestimmt. Einen eingleisigen Kreuzkopf für ein Führungslineal zeigt die Fig. 9 Tafel 50. Freigehende Kreuzköpfe (Scharniere) zeigen die Fig. 4 und 5 Tafel 46. Für die Fig. 4 gelten nachstehende Dimensionen:

a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n
13	39	26	40	18	13	12	7	36	22	5	5	5
16	49	31	44	21	16	15	8	42	26	5	5	5
20	59	36	50	25	20	18	9	50	32	7	7	5
23	69	42	56	28	23	20	11	58	36	7	7	7
26	78	49	66	31	26	23	13	66	42	8	8	7
29	88	55	74	34	29	27	14	72	48	10	8	7
32	98	62	80	38	32	30	16	82	52	10	10	7
36	108	66	86	42	36	32	17	86	56	12	10	8
39	118	70	90	46	39	34	18	92	60	12	10	8
46	137	78	100	54	46	38	20	102	68	13	12	8
52	157	92	118	60	52	46	23	118	78	13	12	8



Druck von C. Hüpke in Holzminden.



Fig. 1.

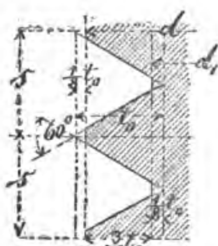


Fig. 2.

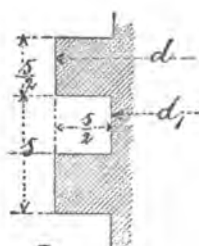


Fig. 3

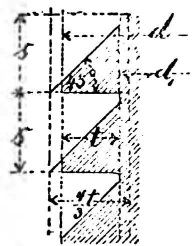


Fig. 4.

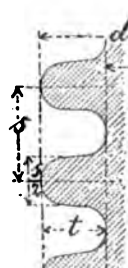
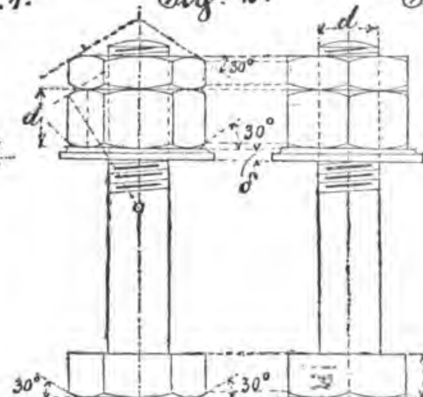
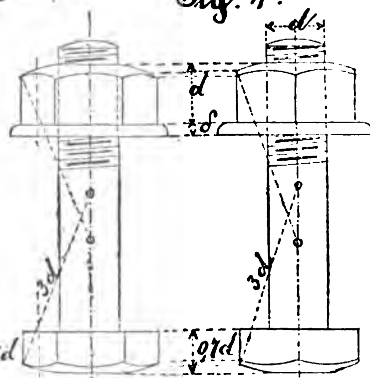
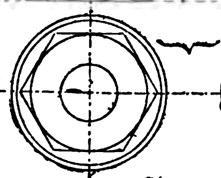


Fig. 5.







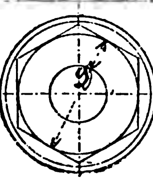
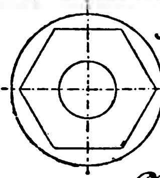


Fig. 6.



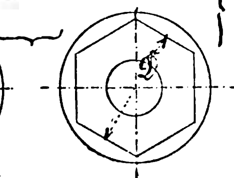


Fig. 7.

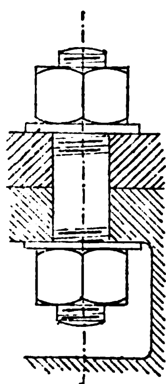


Fig. 8.

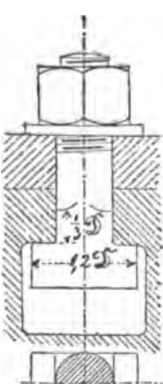


Fig. 9.

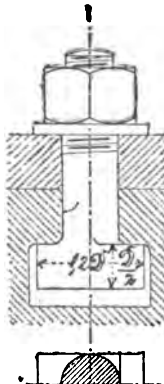


Fig. 10.

Fig. 11.

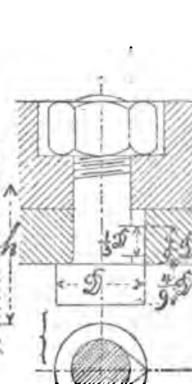


Fig. 12.

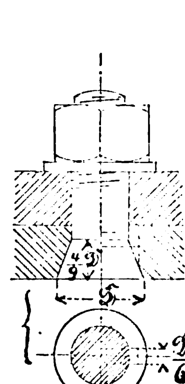


Fig. 13.

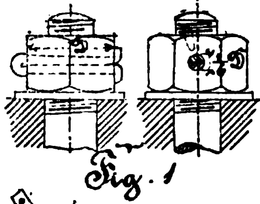


Fig. 1

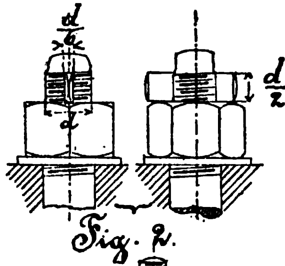
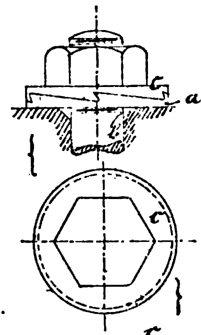


Fig. 2



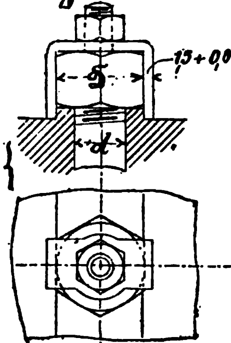


Fig. 3.

Fig. 4.

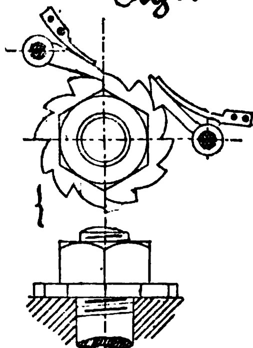


Fig. 5.

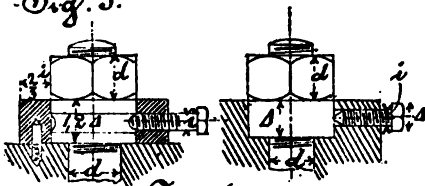


Fig. 6 & 6a.

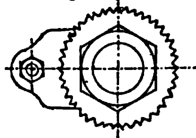


Fig. 7.

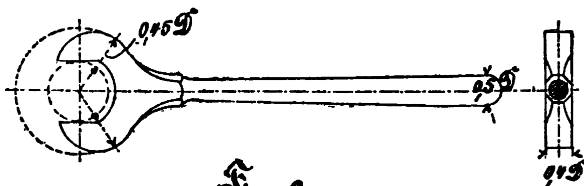


Fig. 9.

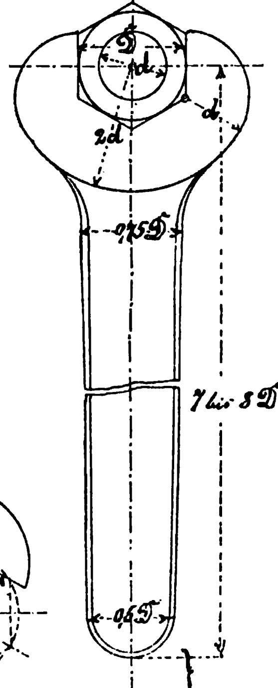


Fig. 8.

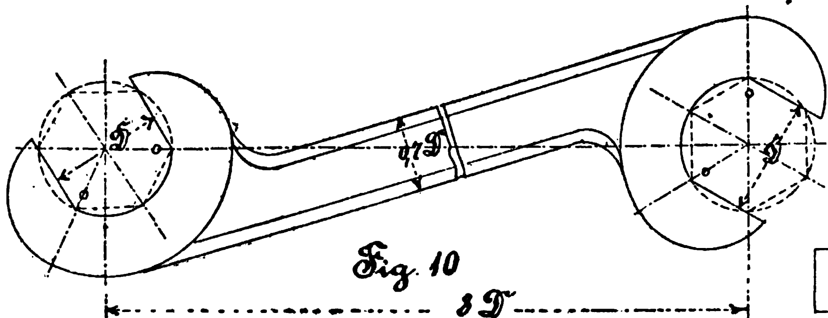


Fig. 10


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

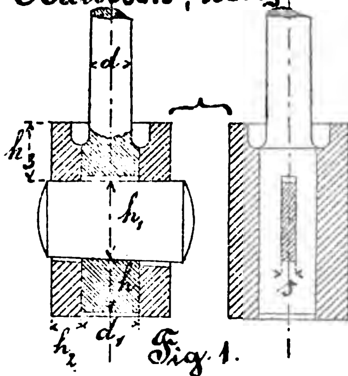


Fig. 1.

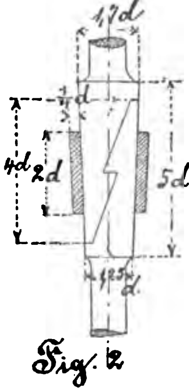


Fig. 2

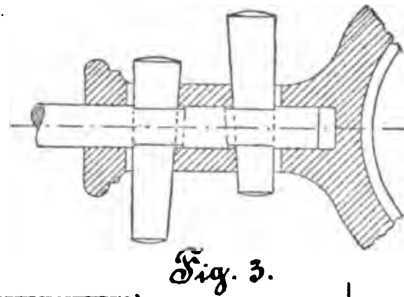
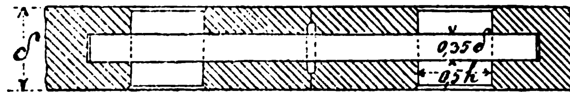
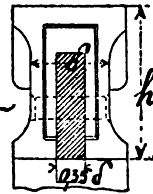
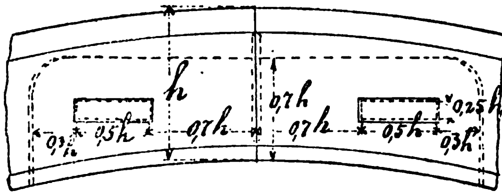


Fig. 3.







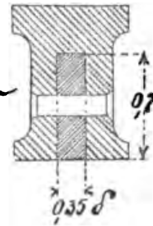


Fig. 4.

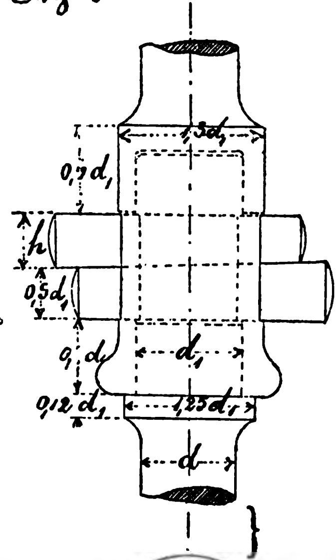
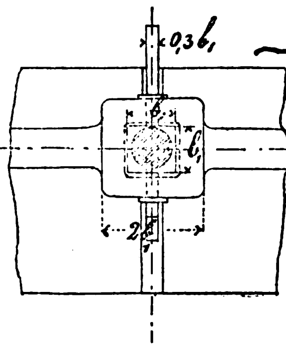


Fig. 5



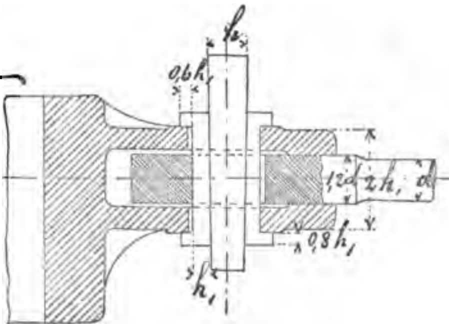


Fig. 6.

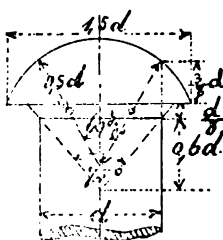


Fig. 7.

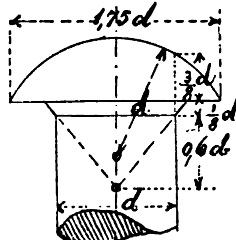


Fig. 8

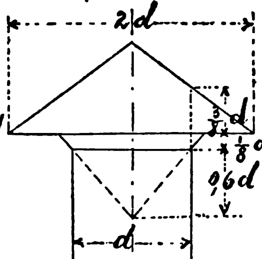


Fig. 9.

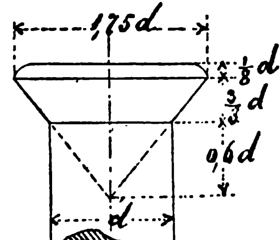


Fig. 10.




REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

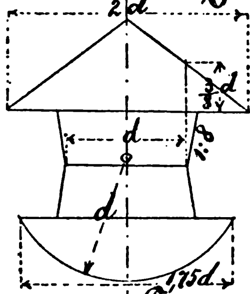


Fig. 1.

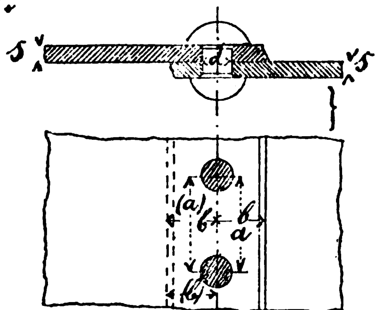


Fig. 2.

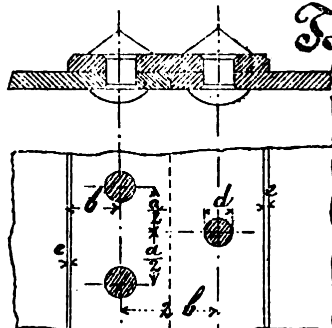


Fig. 3.

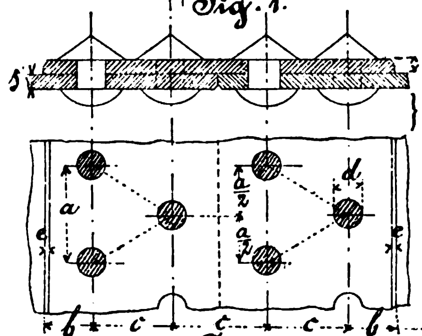


Fig. 4.

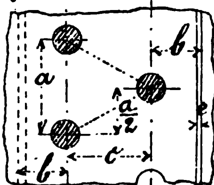


Fig. 5.

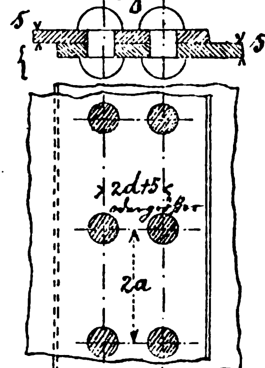


Fig. 6.

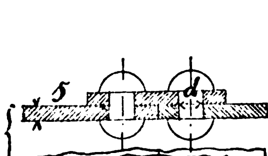


Fig. 7.

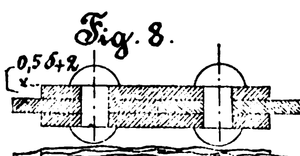


Fig. 8.

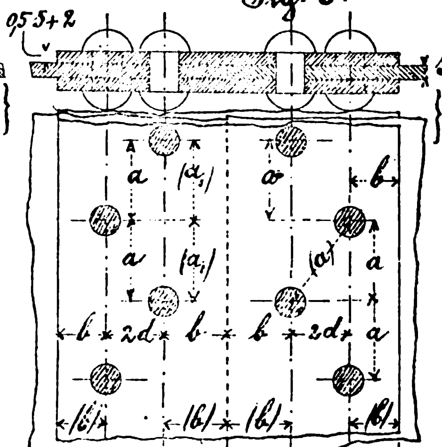
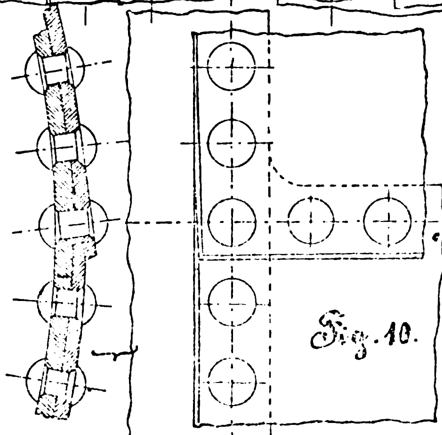
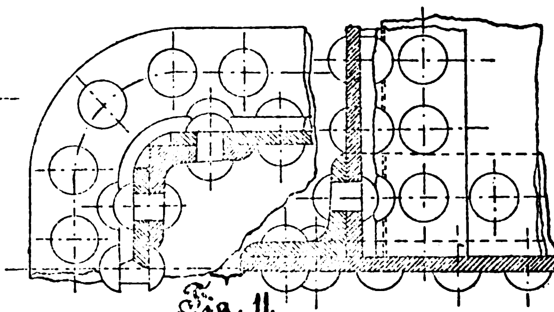
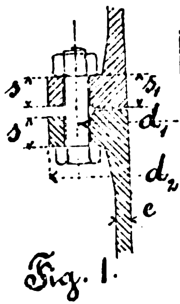
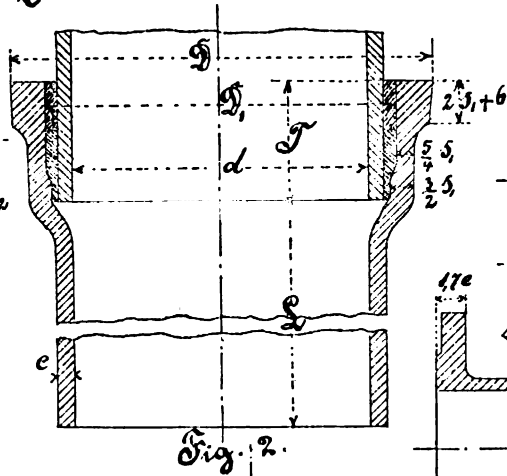


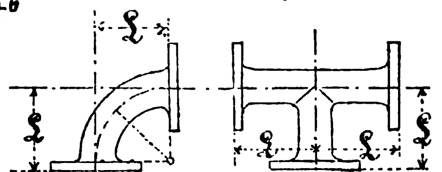
Fig. 9.

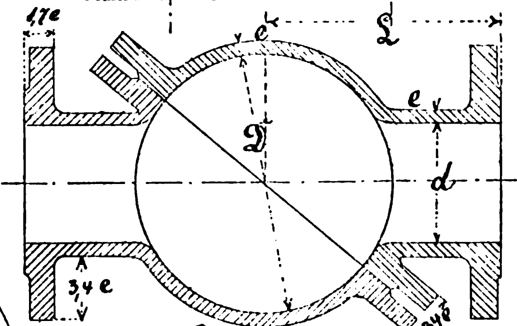

Fig. 10.

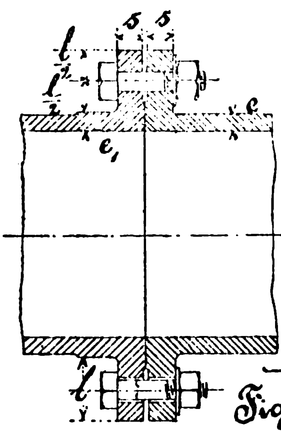

Fig. 11.

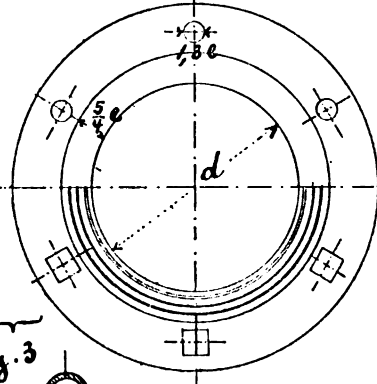

Fig. 1.

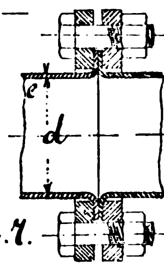

Fig. 2.

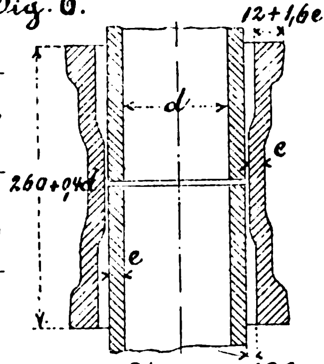

Fig. 12. Fig. 13.

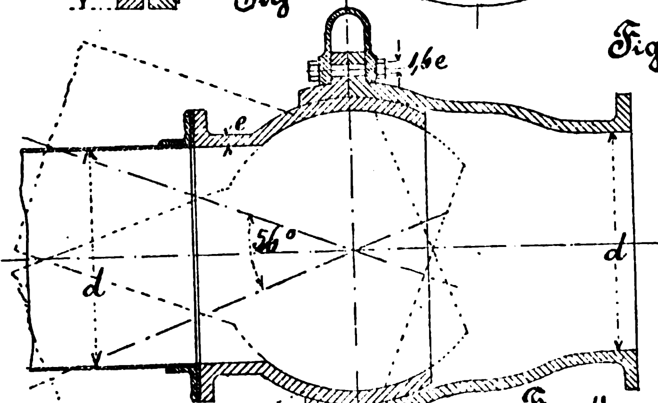

Fig. 6.

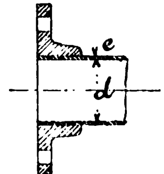

Fig. 3

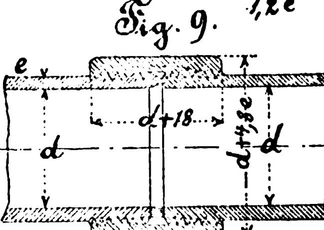


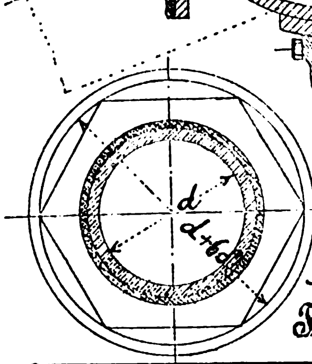

Fig. 7.

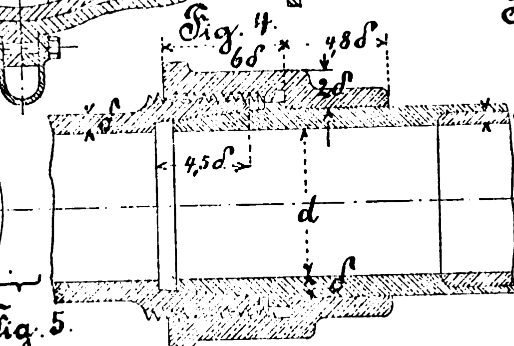

Fig. 9.

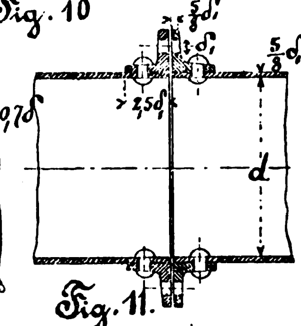

Fig. 4.


Fig. 8.


Fig. 10


Fig. 5.




Fig. 11.




REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

Hautsch Leitfaden.

Taf. 8.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

Hauitsch, Leitfaden. Taf. 9.

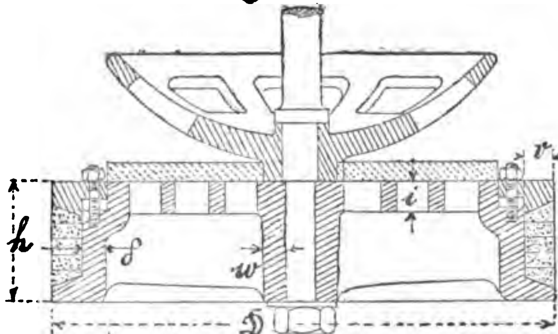


Fig. 1.

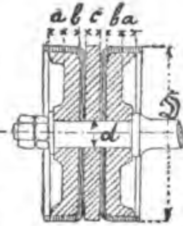
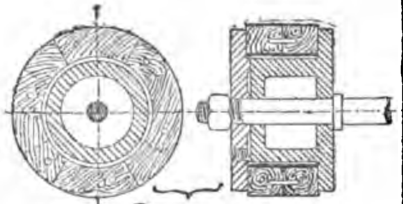
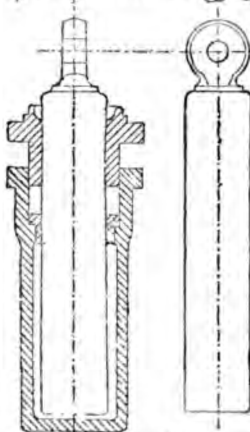


Fig. 2.


Fig. 3.


Fig. 4.

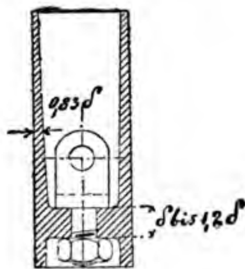


Fig. 5.

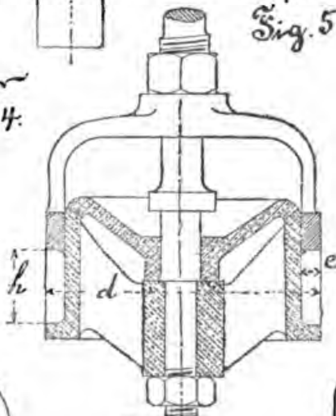
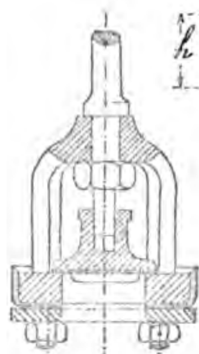
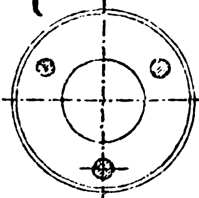


Fig. 7.




Fig. 8.

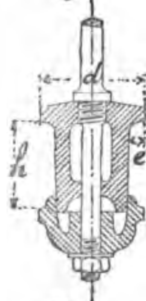


Fig. 10.

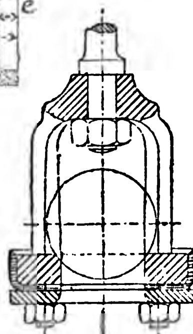
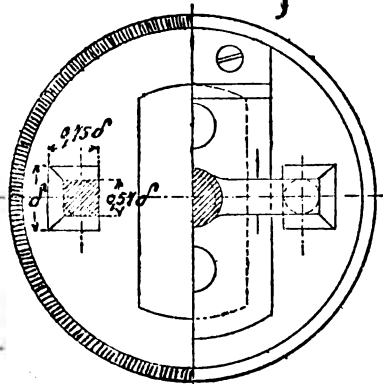

Fig. 9.

Fig. 6.






REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

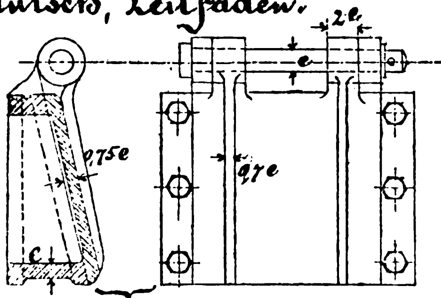


Fig. 1.

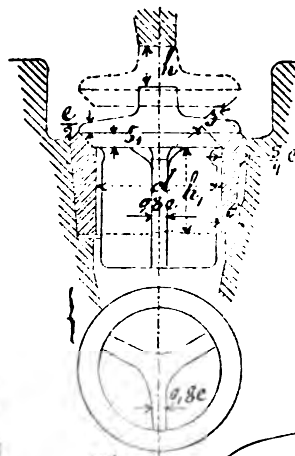


Fig. 2

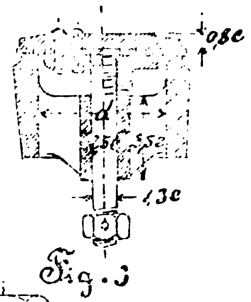


Fig. 3



Fig. 9.

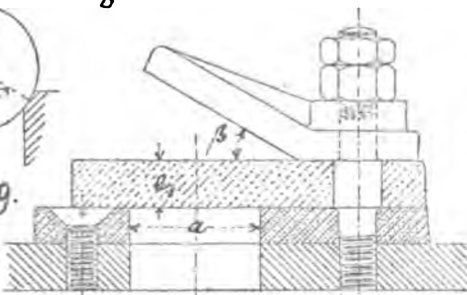


Fig. 4

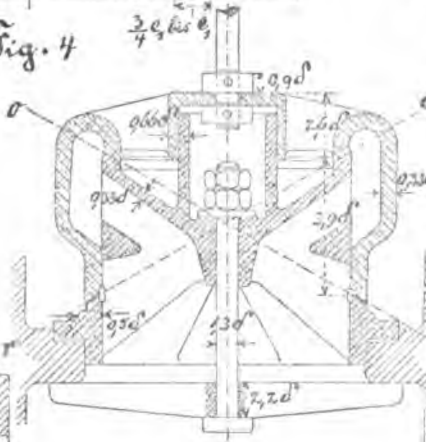
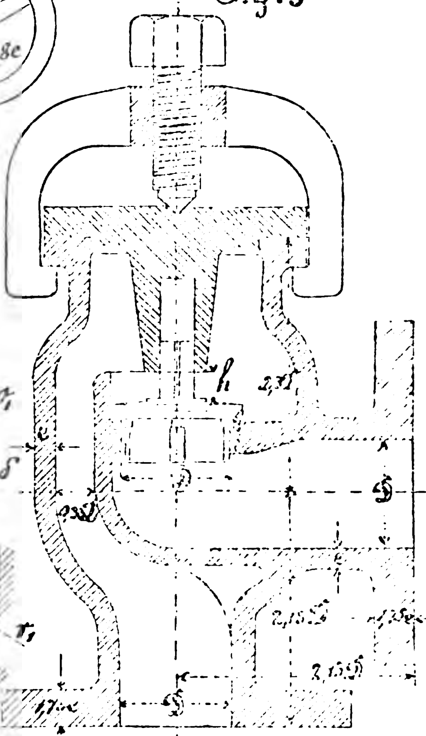


Fig. 6.



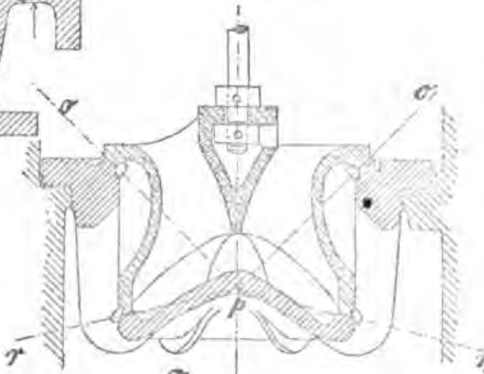


Fig. 7.

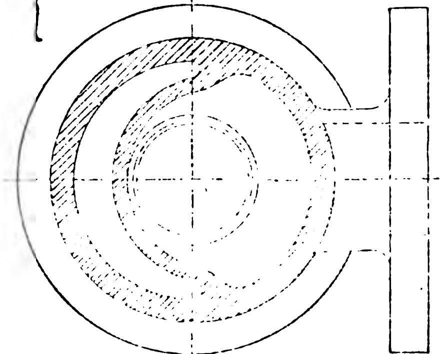


Fig. 8.

Fig. 5

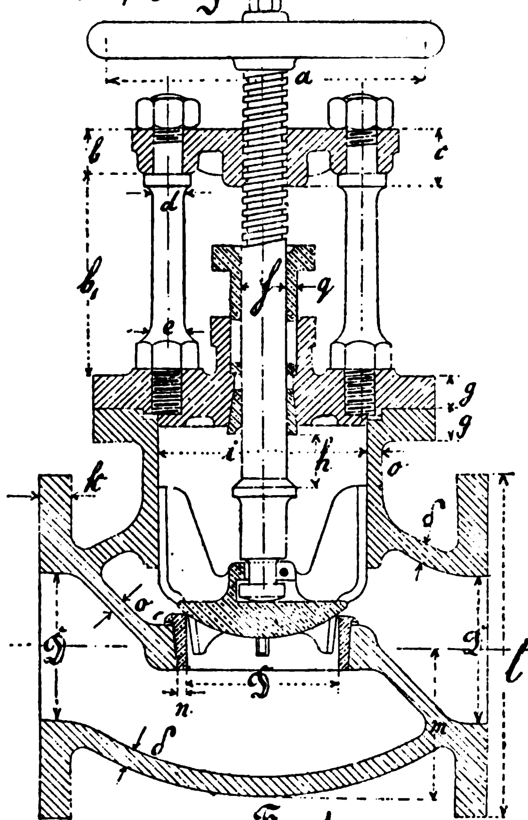


Fig. 1.

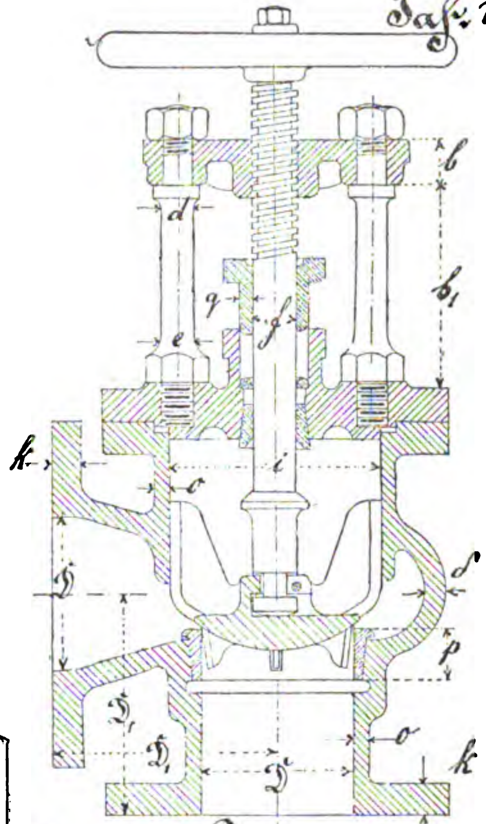
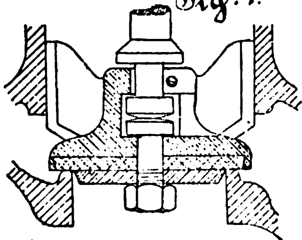
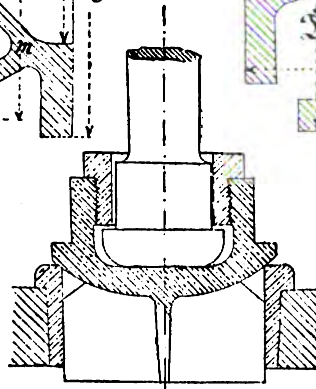
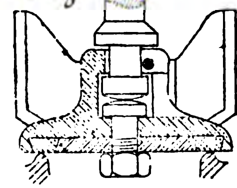


Fig. 2.


Fig. 3.


Fig. 4.


Fig. 5.

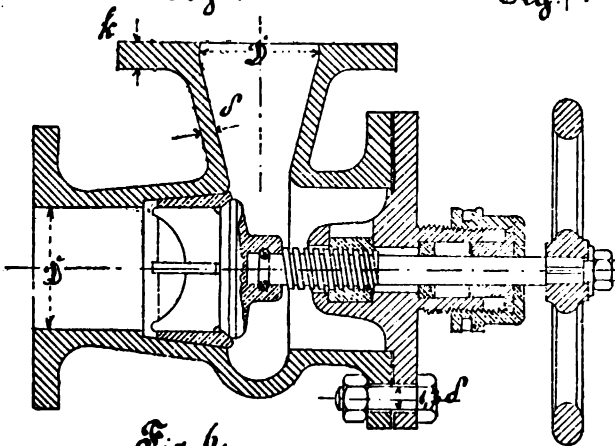


Fig. 6.

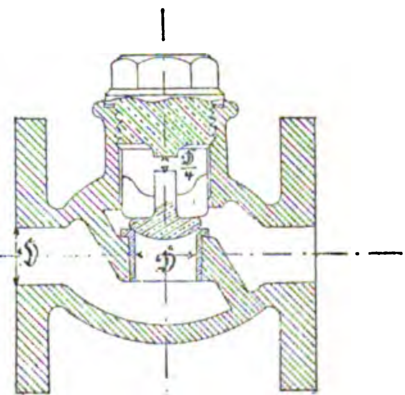
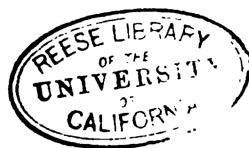


Fig. 7.





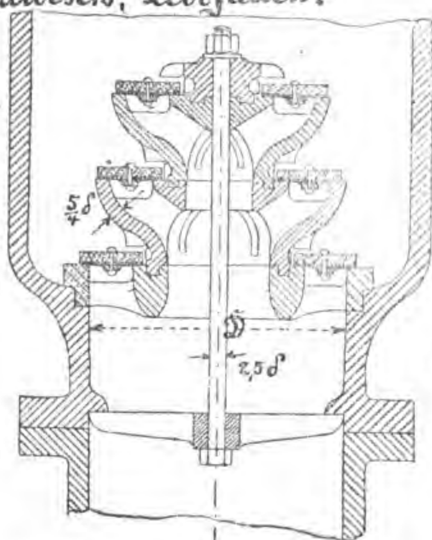


Fig. 1

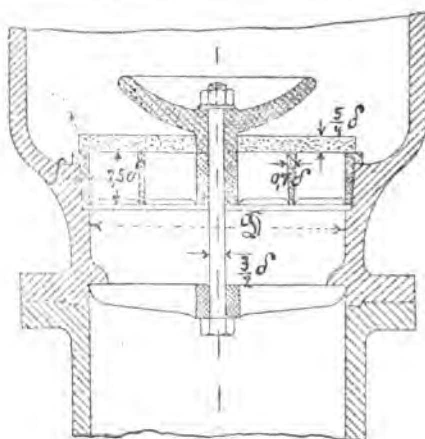


Fig. 2

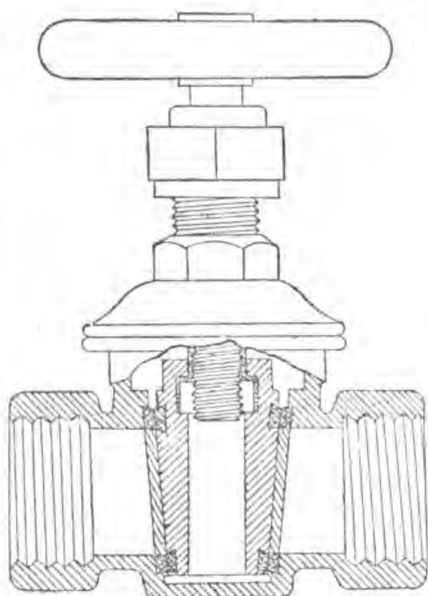
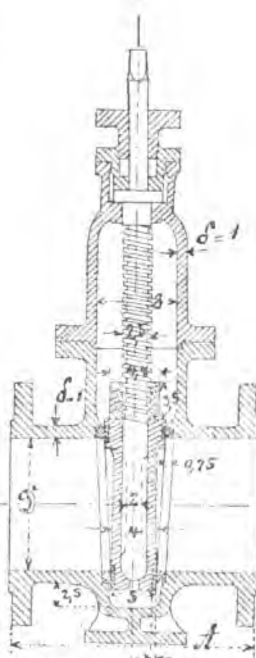


Fig. 3



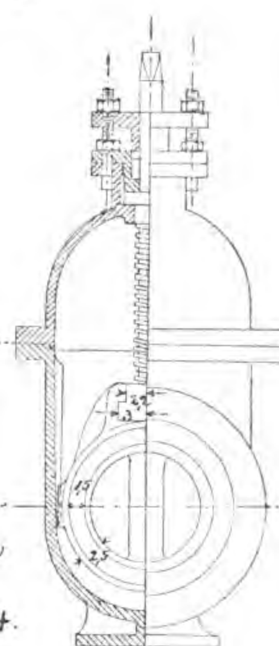


Fig. 4.

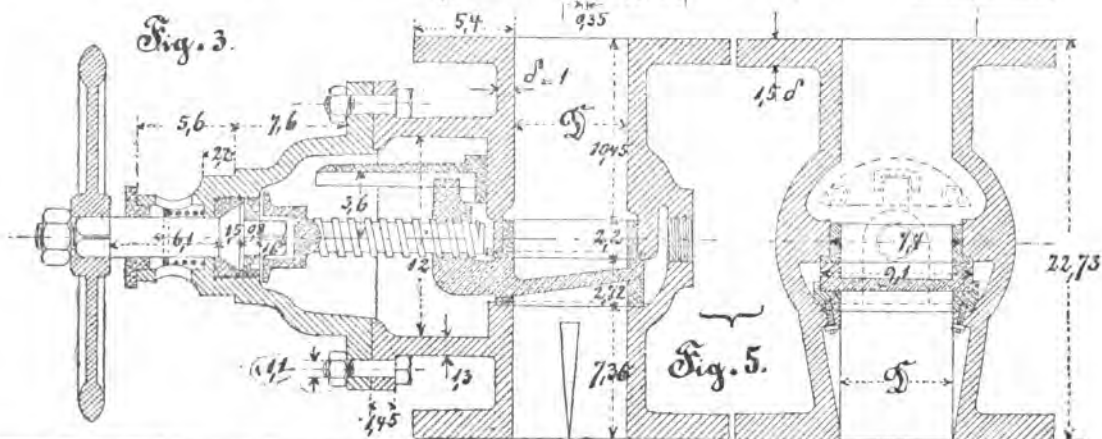


Fig. 5.

Fig. 1.

Fig. 2.



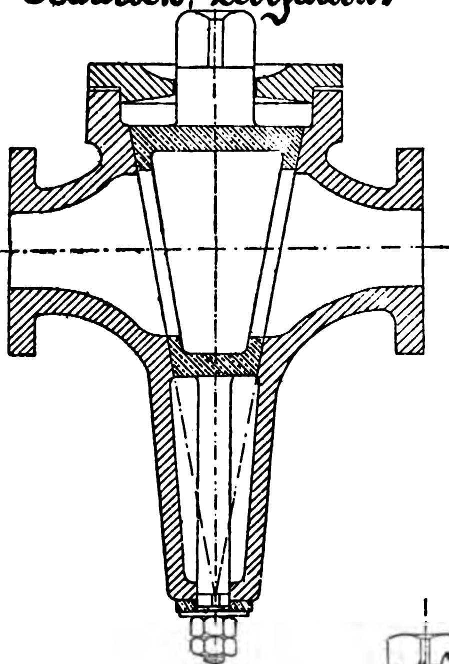


Fig. 1.

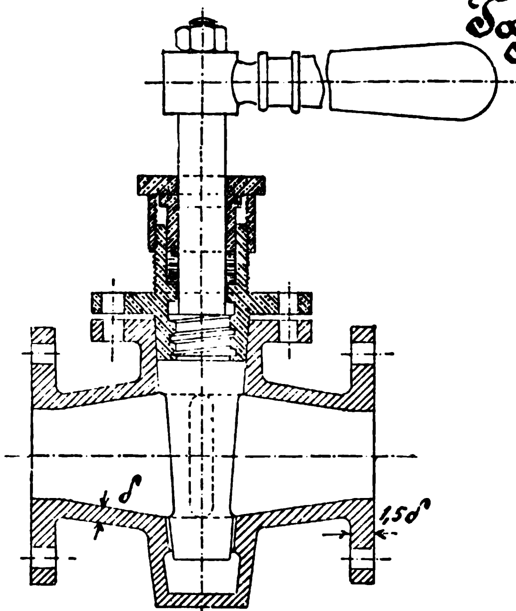
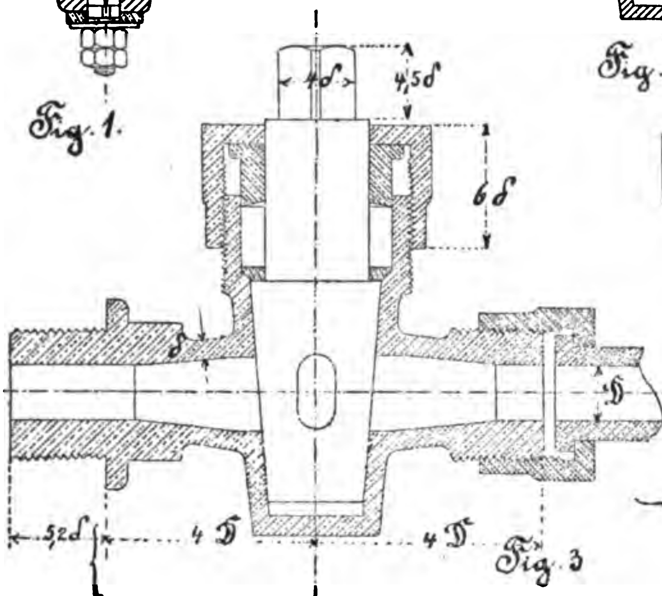


Fig. 2.



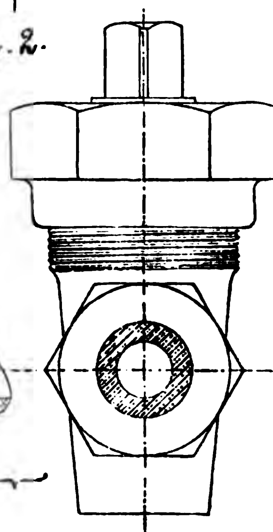
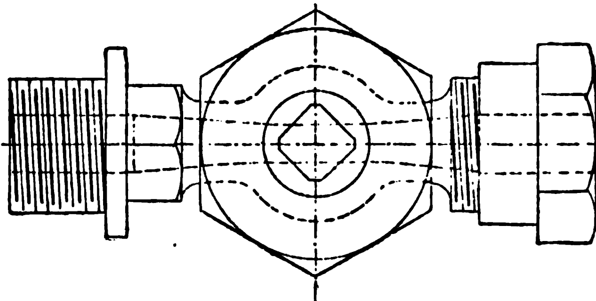


Fig. 3



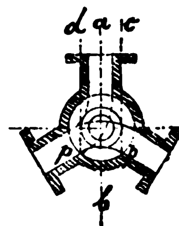


Fig 4

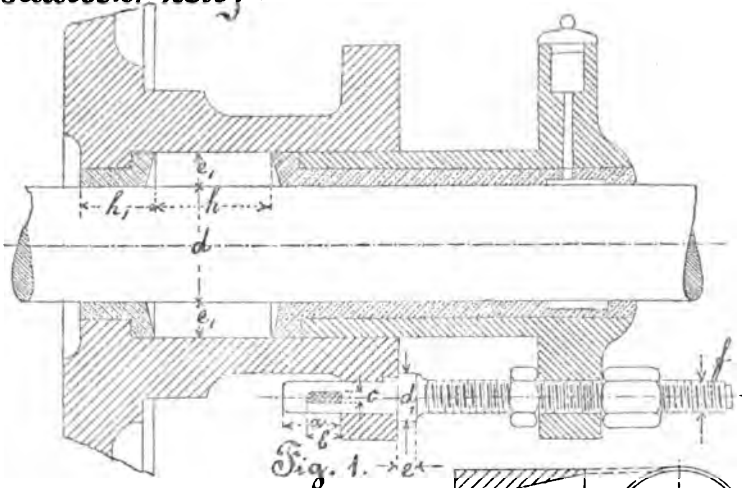
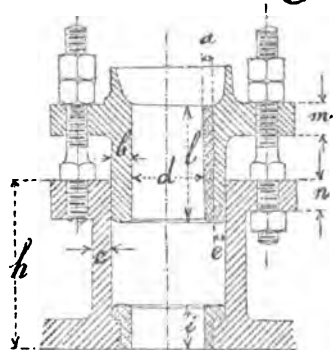


Fig. 1.



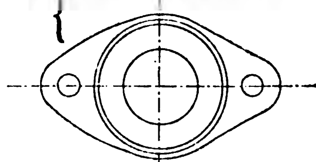


Fig. 5.

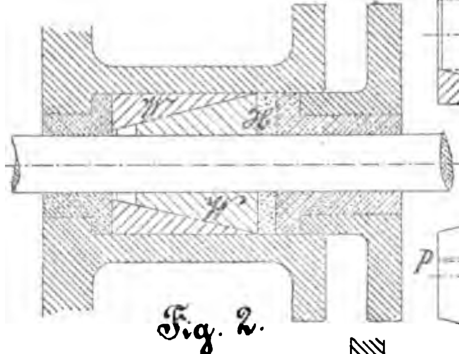
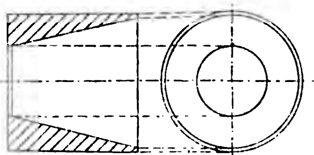


Fig. 2.



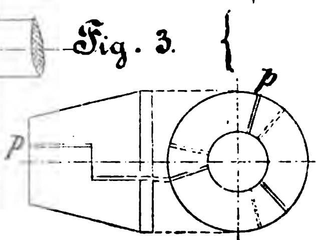


Fig. 3.

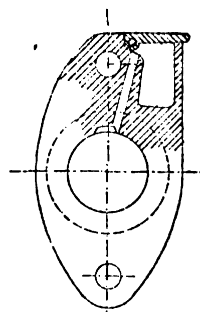


Fig. 6.

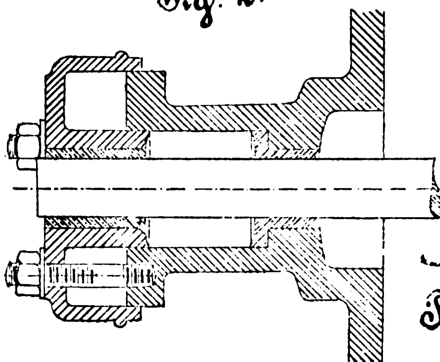


Fig. 4.

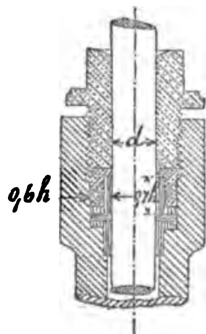
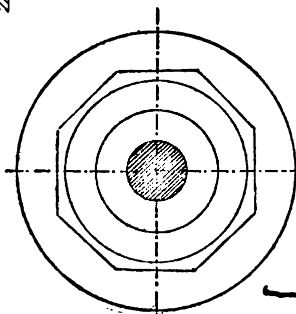


Fig. 7.



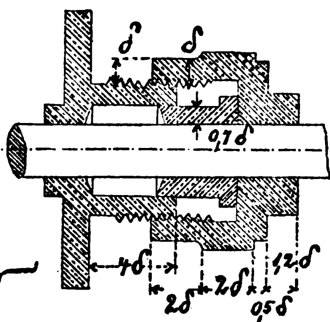
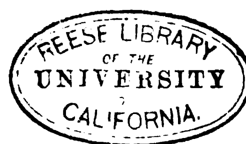


Fig. 8.





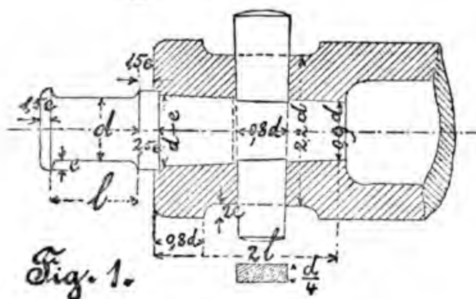


Fig. 1.

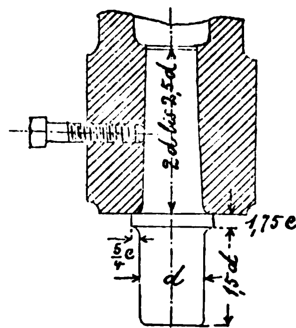


Fig. 2.

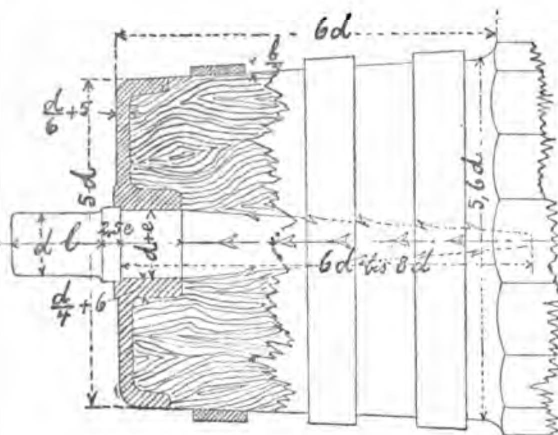


Fig. 3.

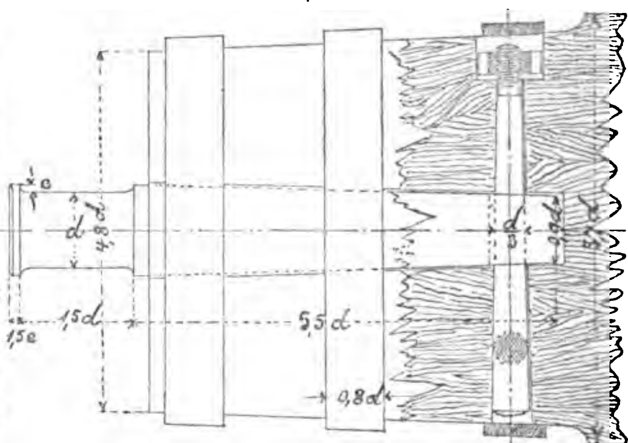
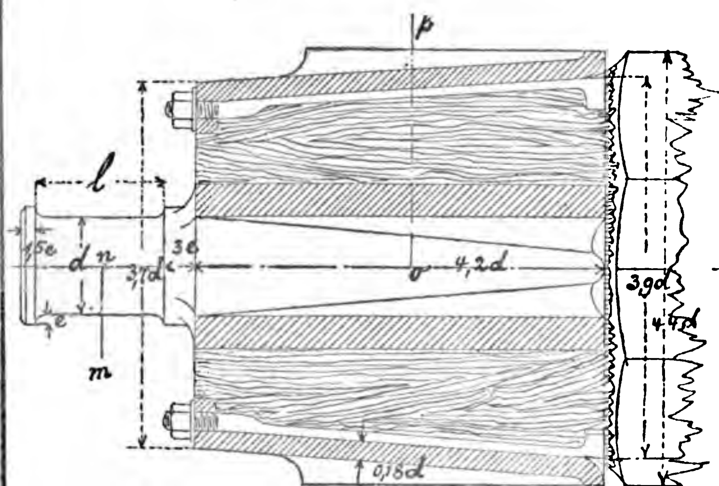
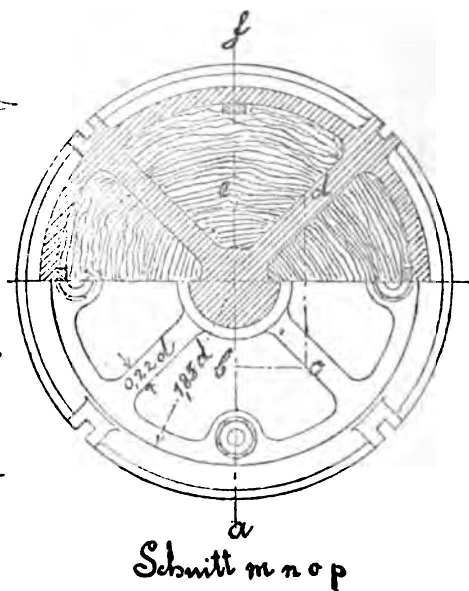


Fig. 4.





Schnitt a b c d e f. Fig. 5. Schnitt m n o p

Hautsch, Leitfaden. Taf. 17.

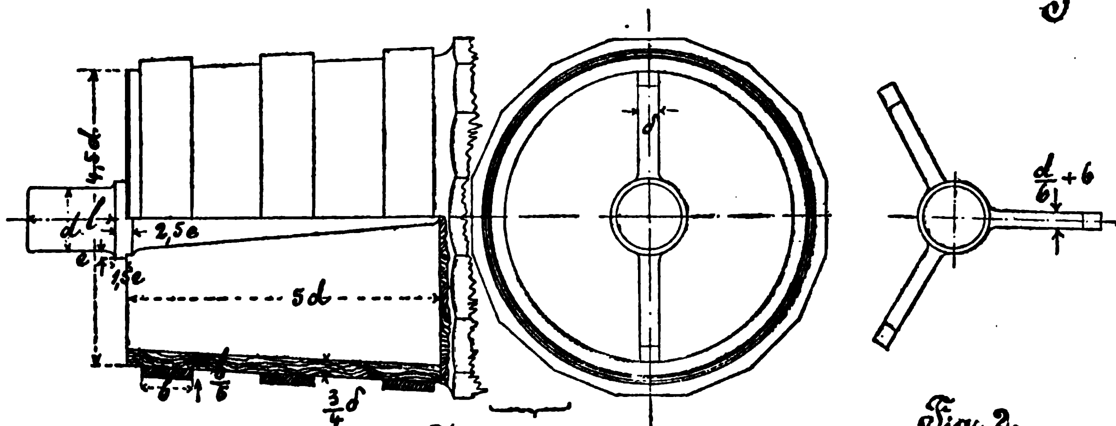


Fig. 1. Fig. 2.

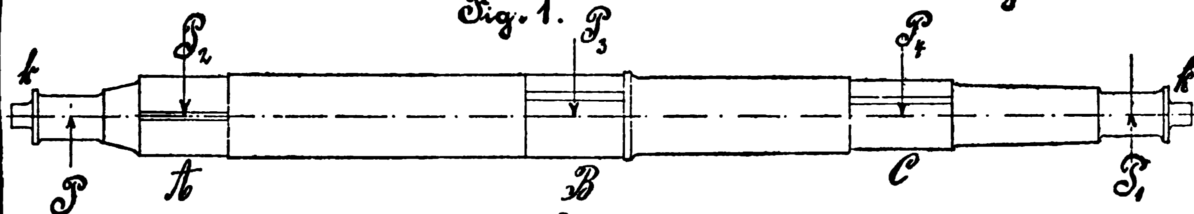


Fig. 3.

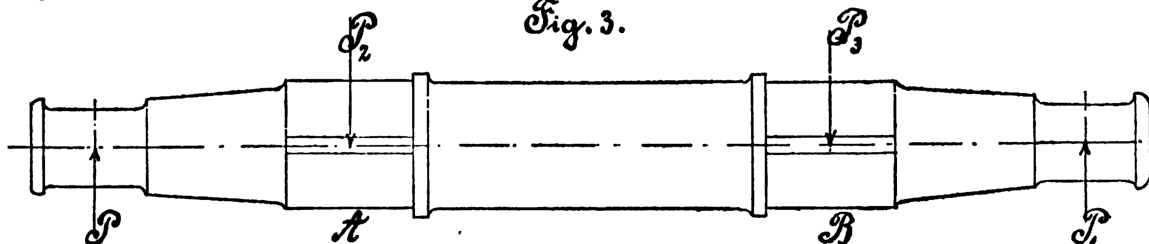


Fig. 4.

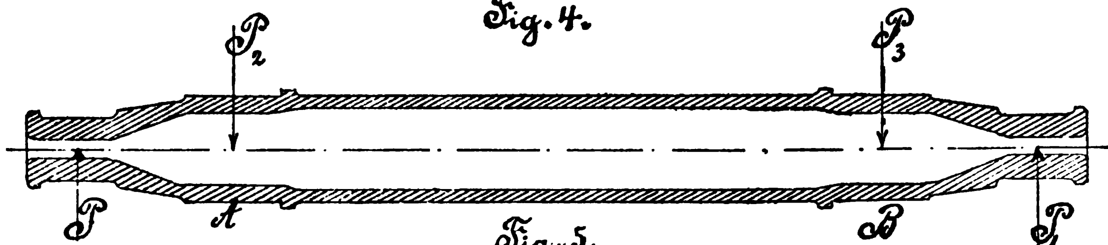


Fig. 5.

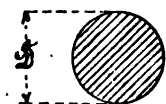


Fig. 6.



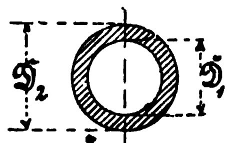
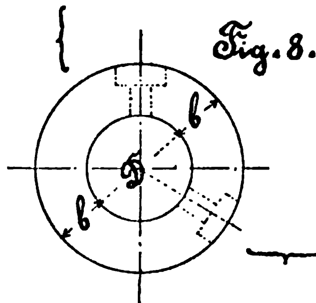


Fig. 7.

Fig. 8.



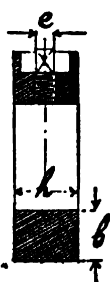
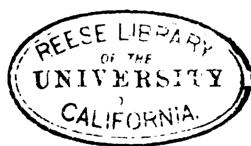




Fig. 9.



Fig. 10.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.



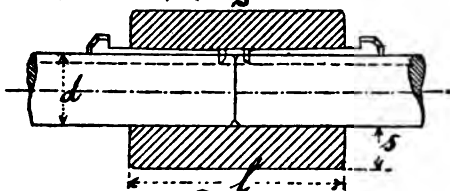


Fig. 1.

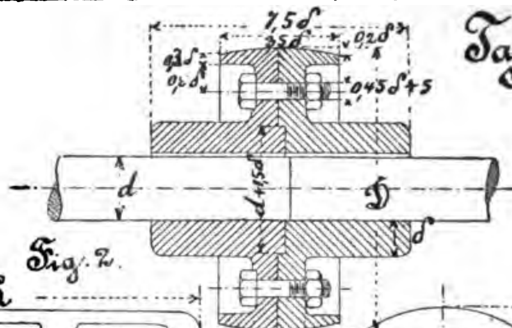


Fig. 2.

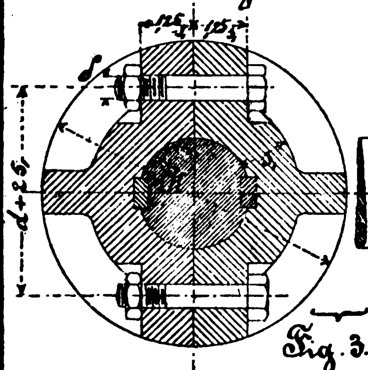
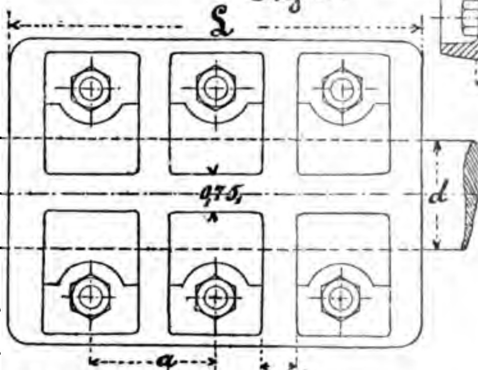
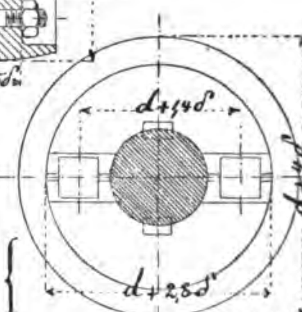


Fig. 3.





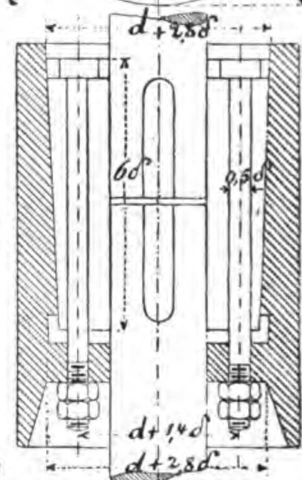


Fig. 4

Fig. 7.

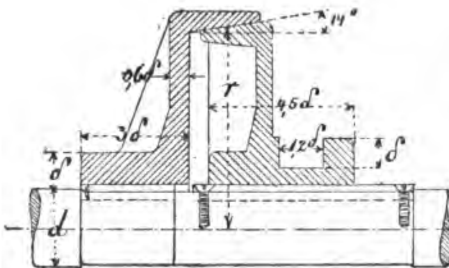
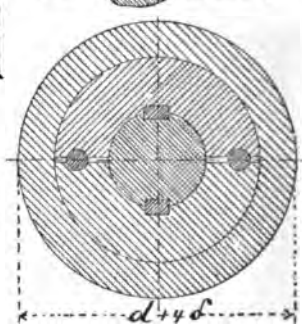


Fig. 8.



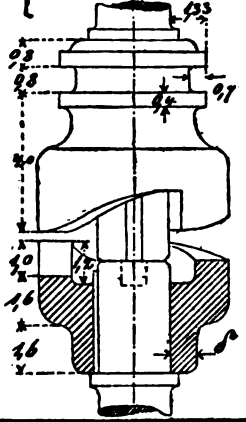


Fig. 6.

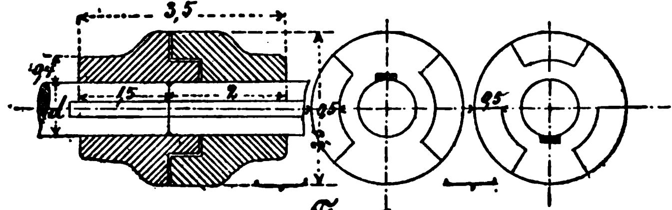


Fig. 5.

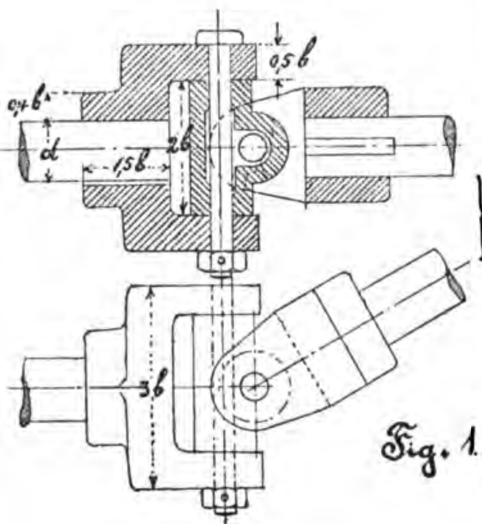


Fig. 1.

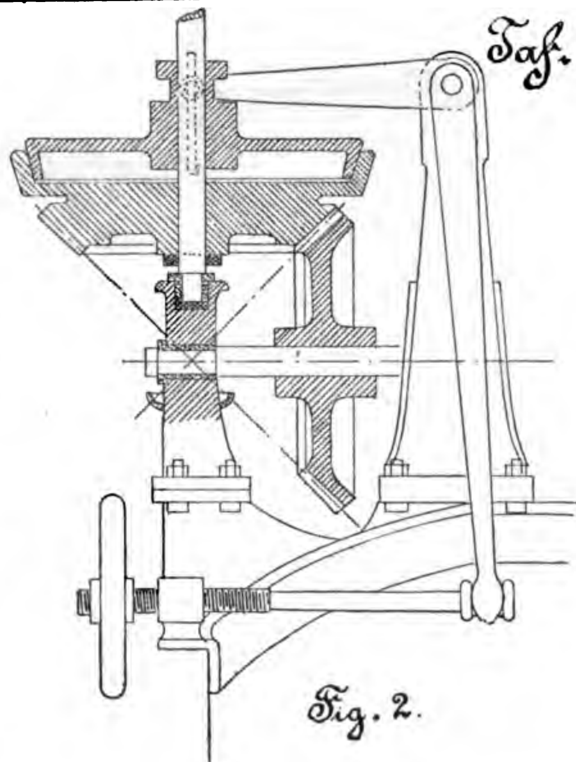


Fig. 2.

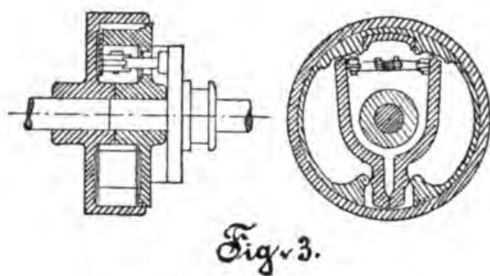


Fig. 3.

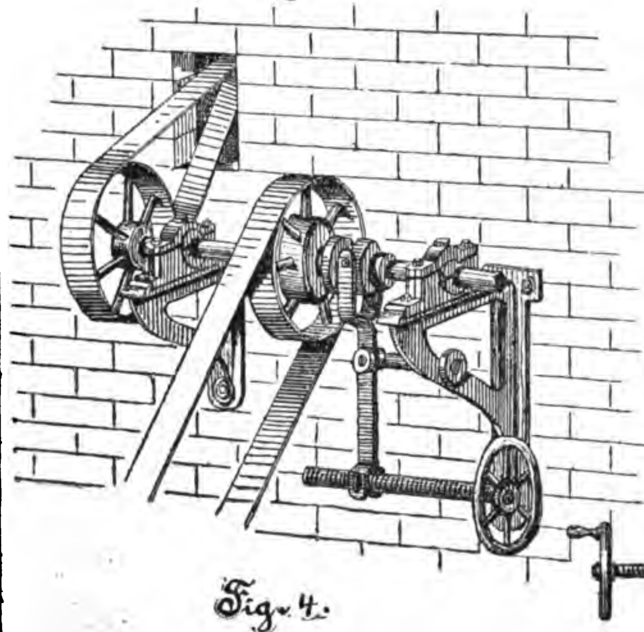


Fig. 4.

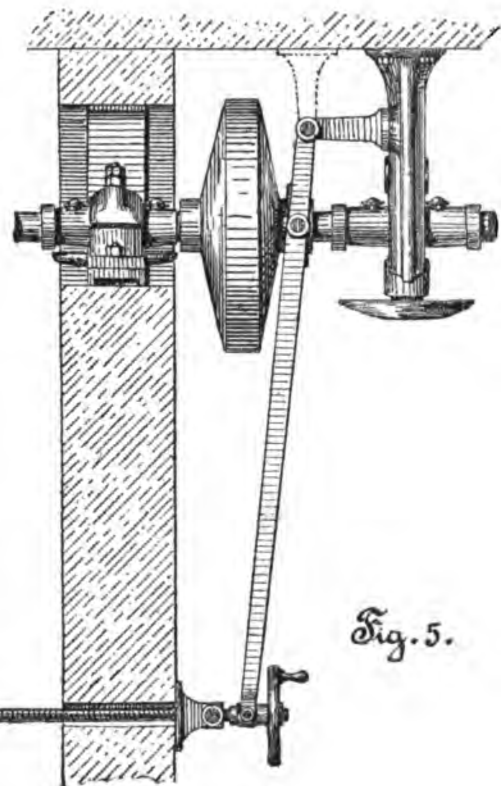


Fig. 5.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

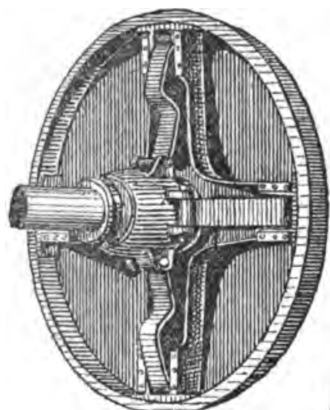
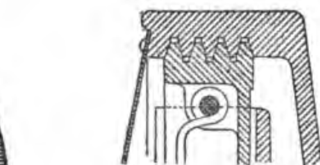


Fig. 1.

Fig. 4.



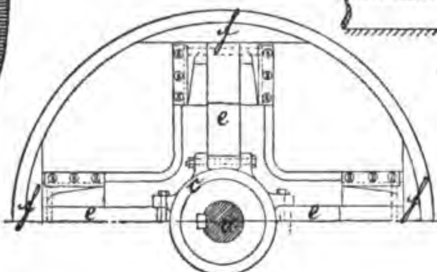


Fig. 3.

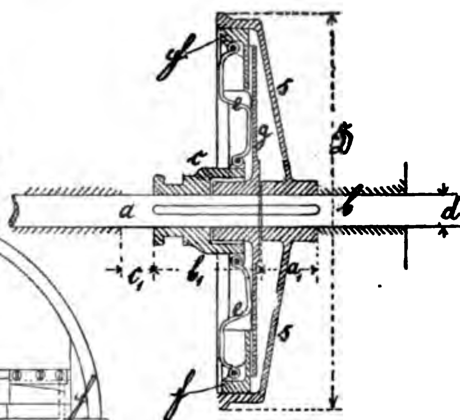


Fig. 2.

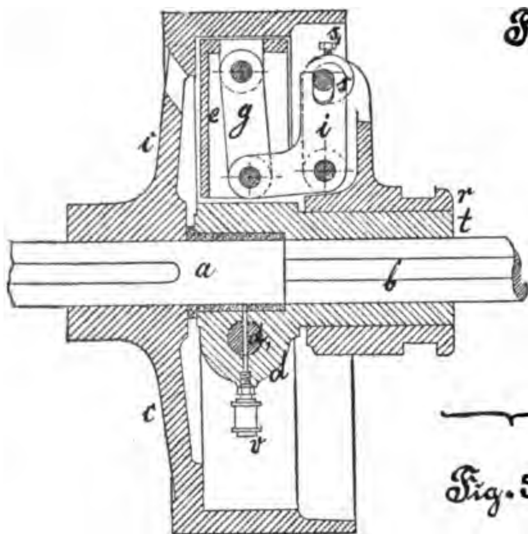
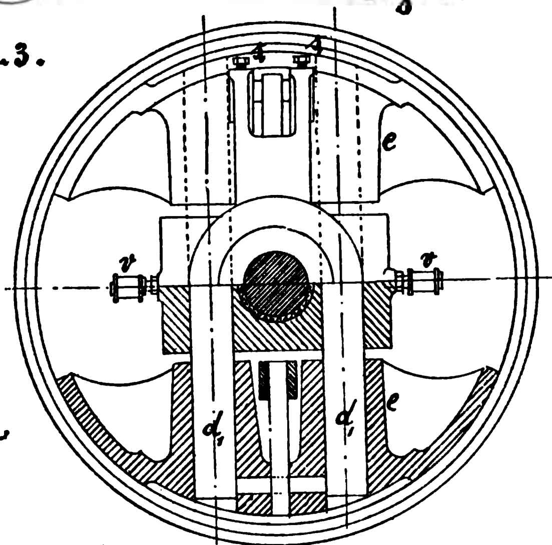
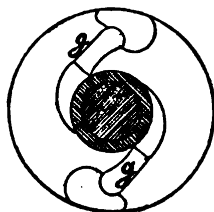
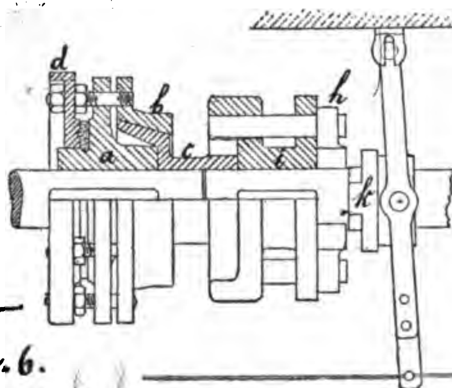


Fig. 5.







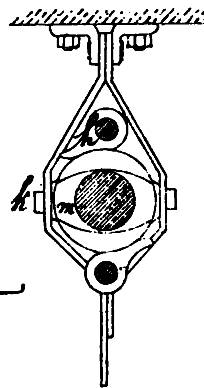
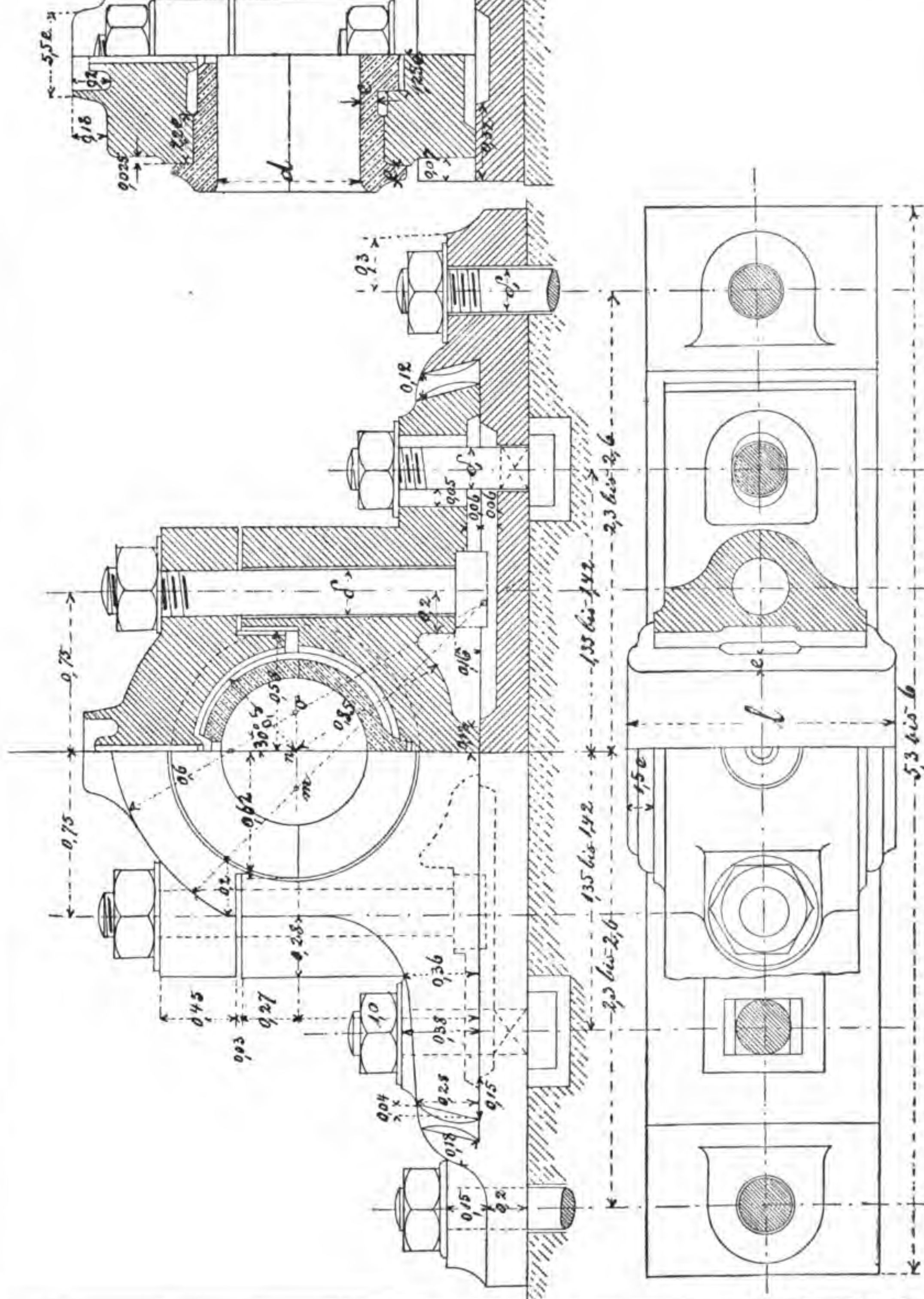


Fig. 6.


5,3 bis 6
2,3 bis 2,6
1,35 bis 1,42
1,35 bis 1,42
2,3 bis 2,6
0,75
0,75
0,45
0,27
0,36
0,38
1,50


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

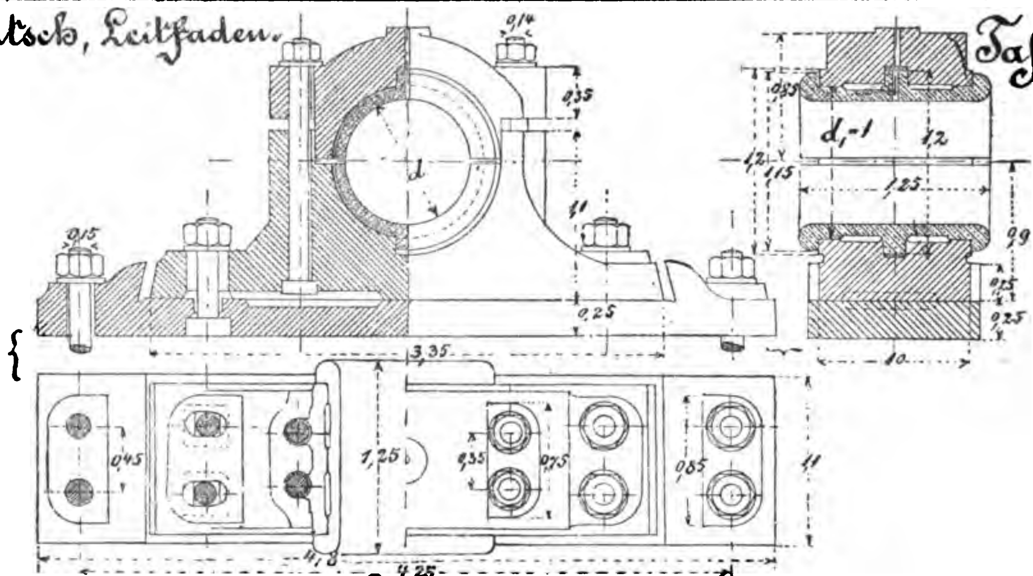


Fig. 1.

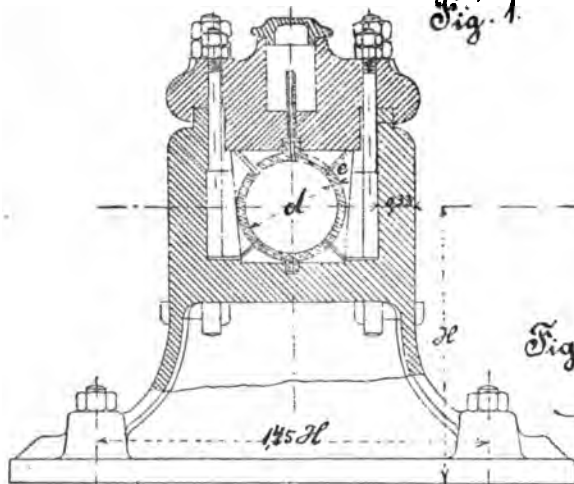


Fig. 2.

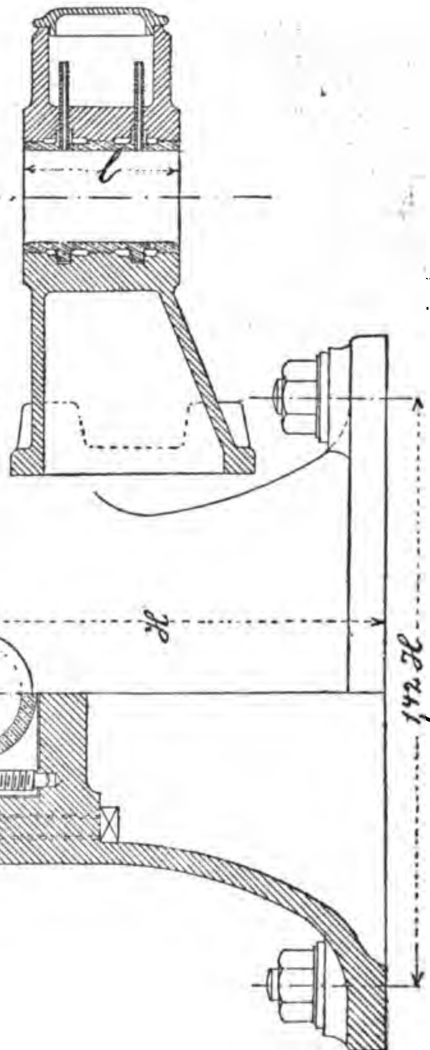
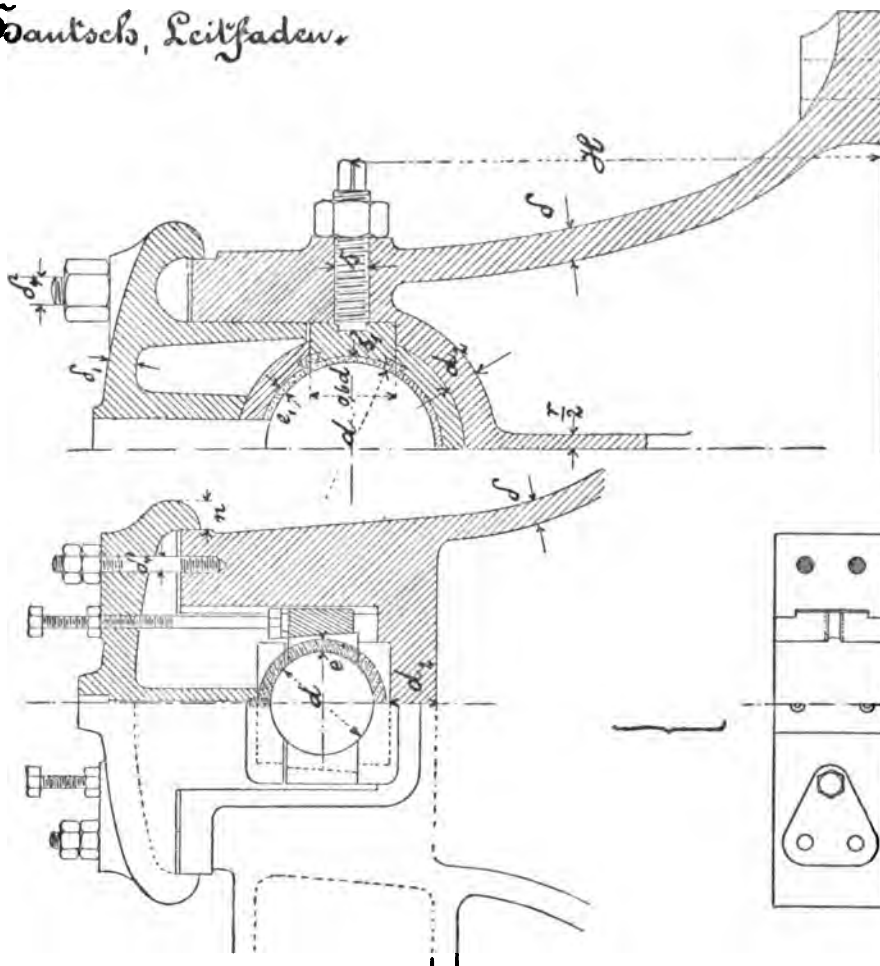
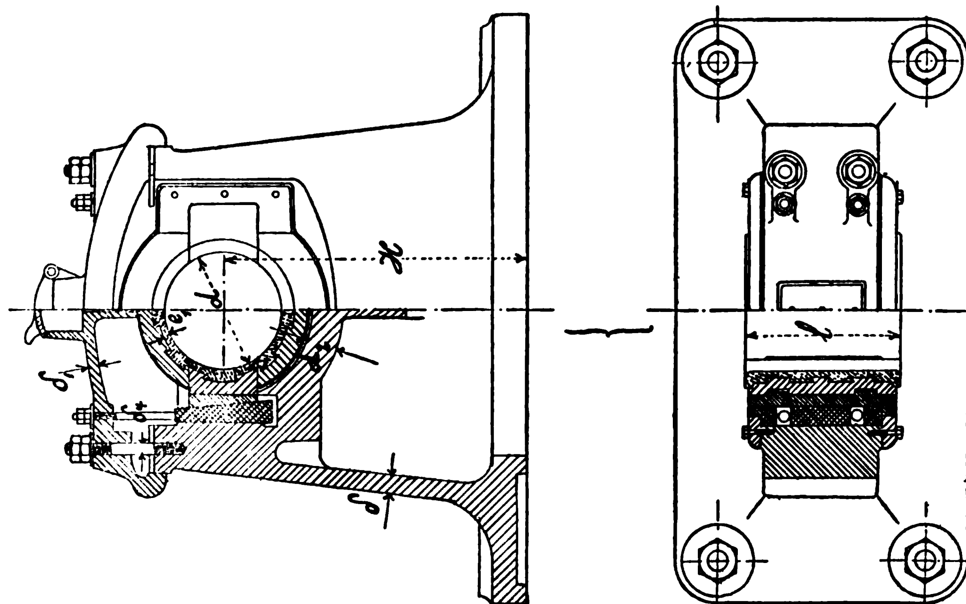


Fig. 3


Fig. 3.
Fig. 2.


Fig. 1.



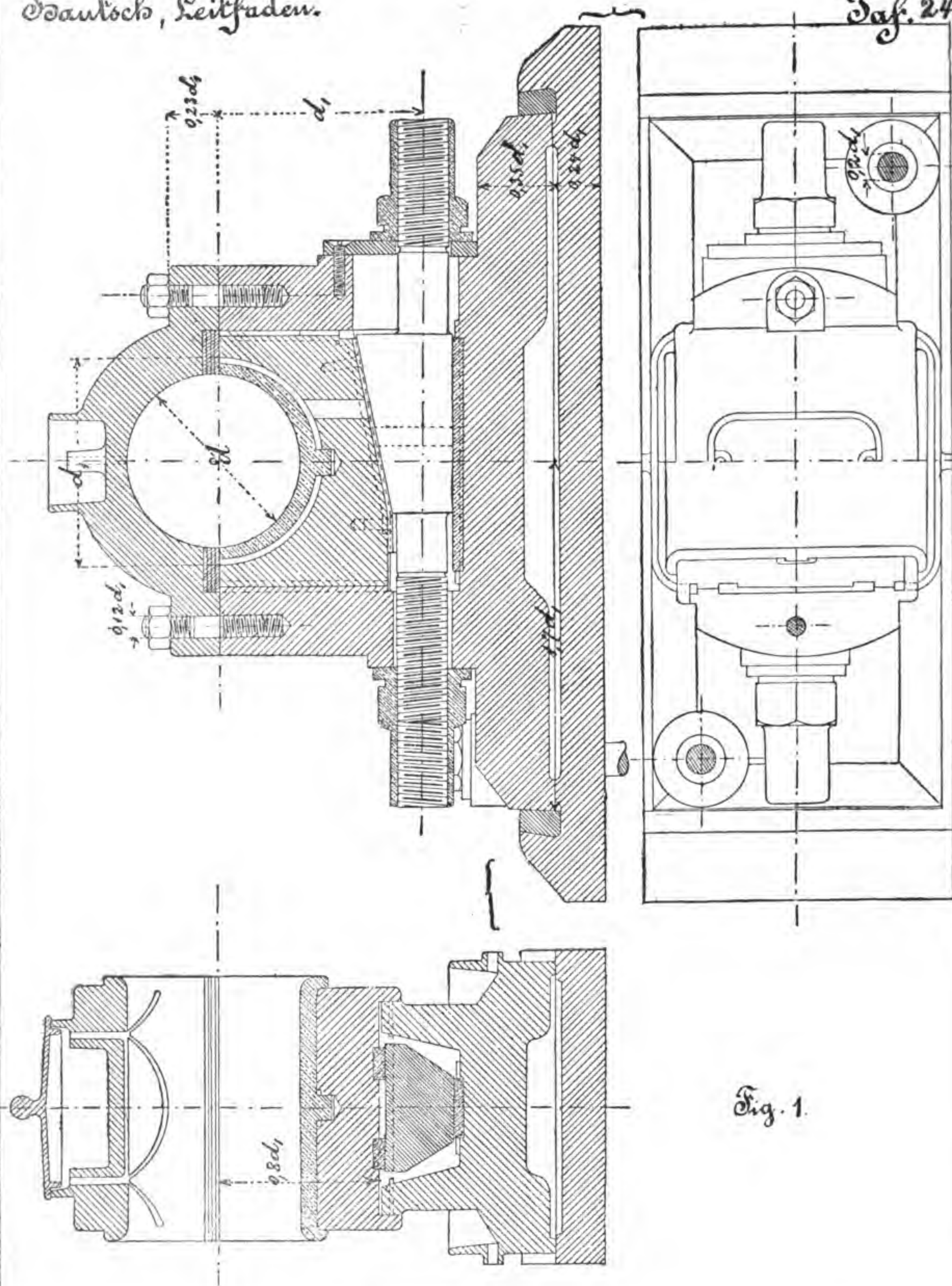
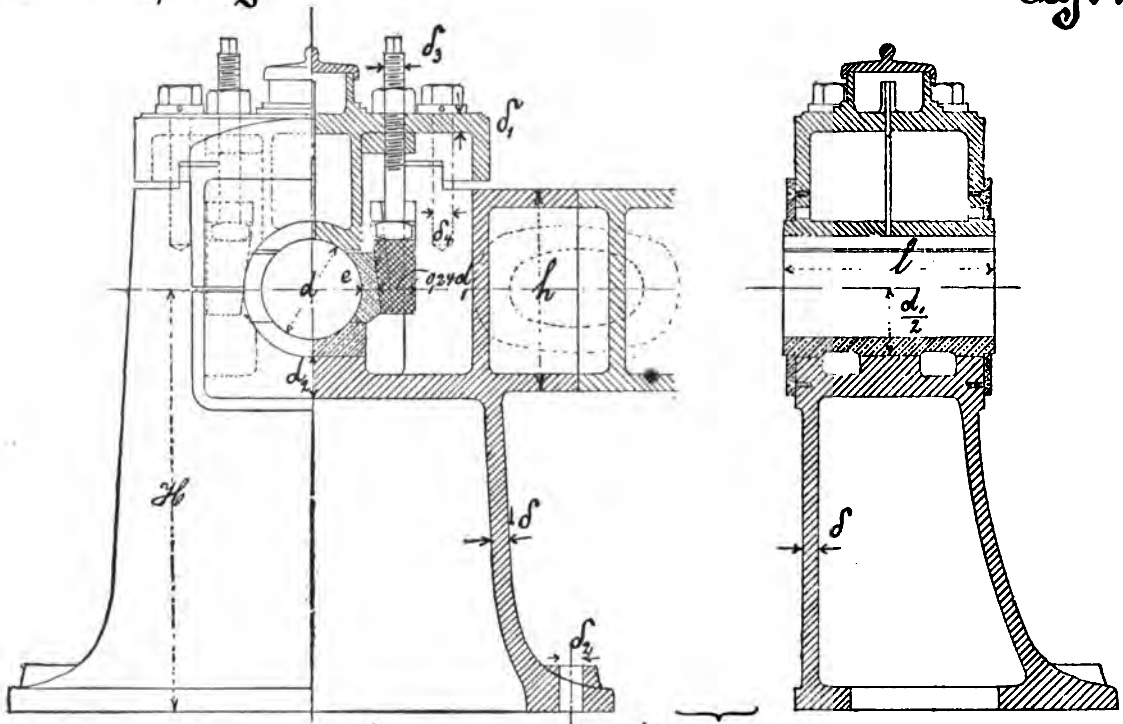


Fig. 1.



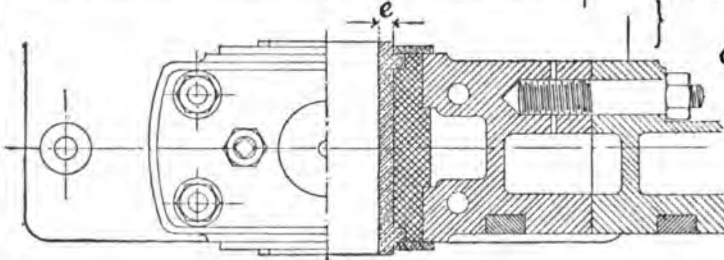


Fig. 1.

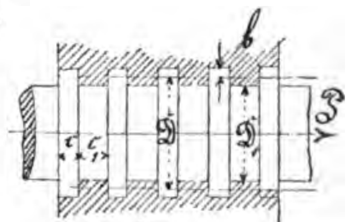
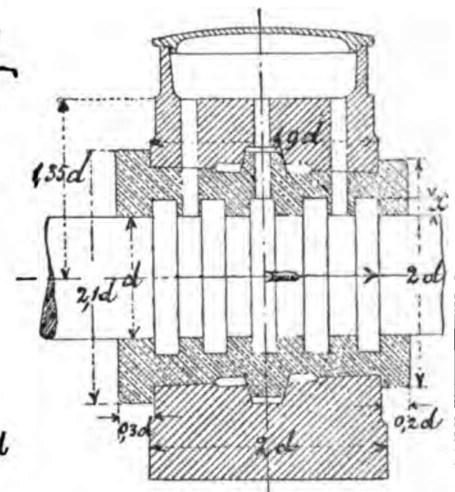


Fig. 3.

Fig. 2.

2,65d
1,65d
0,8d
d
3d
3,4d
0,20d
1,1d
5,2d
0,45d
4,25d






REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

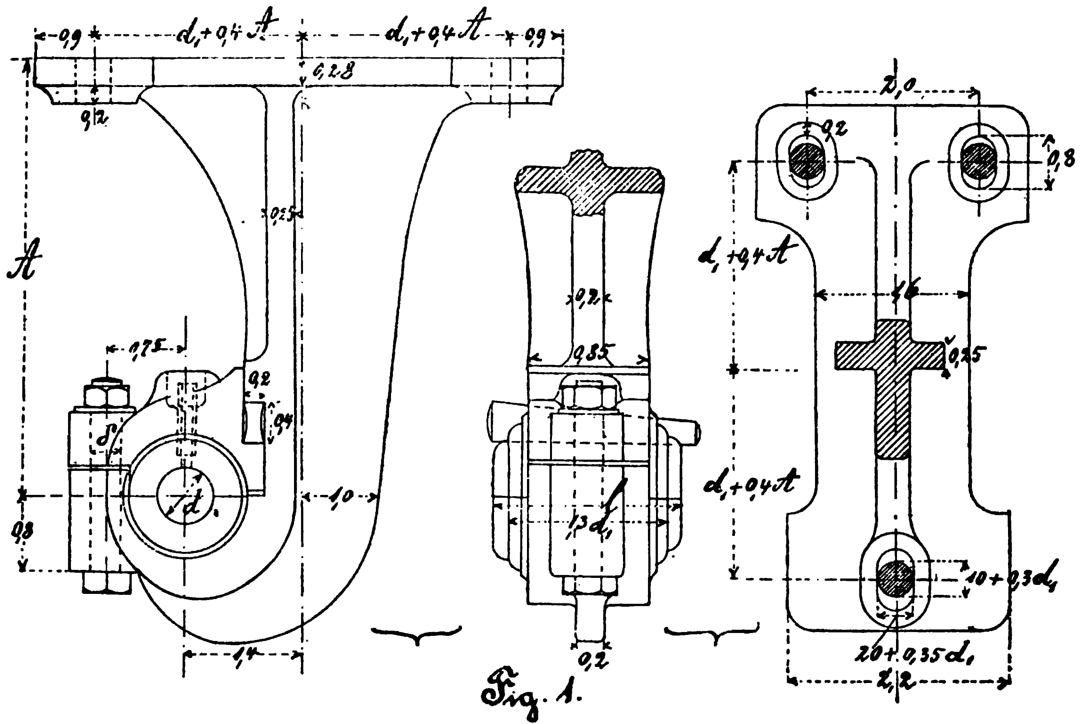

0,9
d_1+0,4 A
d_1+0,4 A
0,9
0,28
0,2
A
0,5
0,75
0,2
0,4
δ
d_1
1,0
0,8
1,4
0,2
0,85
1,3 d_1
0,2
2,0
0,2
0,8
d_1+0,4 A
1,6
0,25
d_1+0,4 A
10+0,3 d_1
20+0,35 d_1
2,2

Fig. 1.

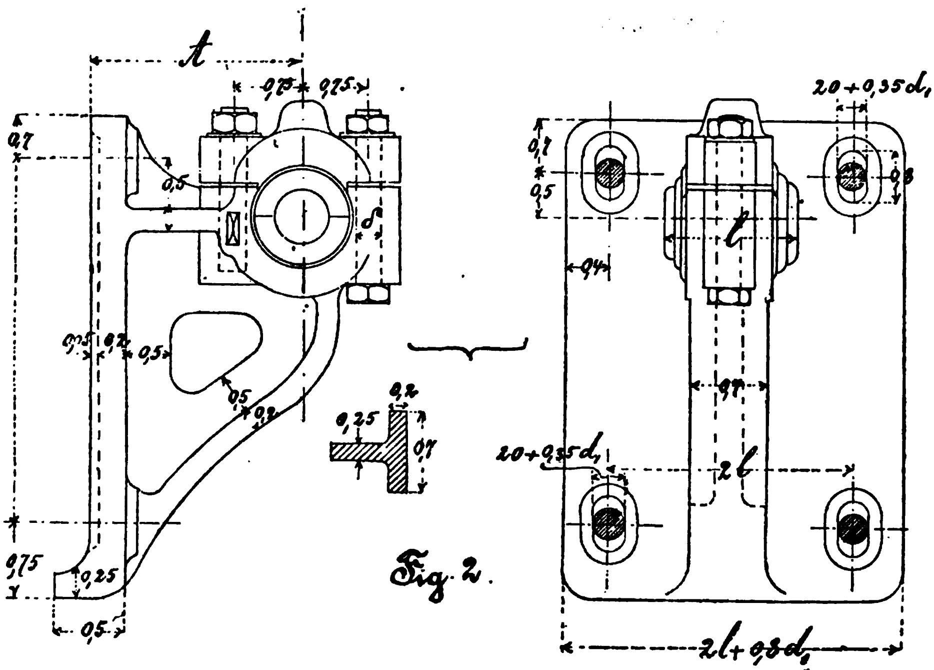

A
0,75
0,75
0,7
0,5
δ
0,75
0,2
0,5
0,5
0,2
0,25
0,7
0,75
0,25
0,5
20+0,35 d_1
0,7
0,5
0,8
l
0,4
0,7
20+0,35 d_1
2l
2l+0,3 d_1

Fig. 2.

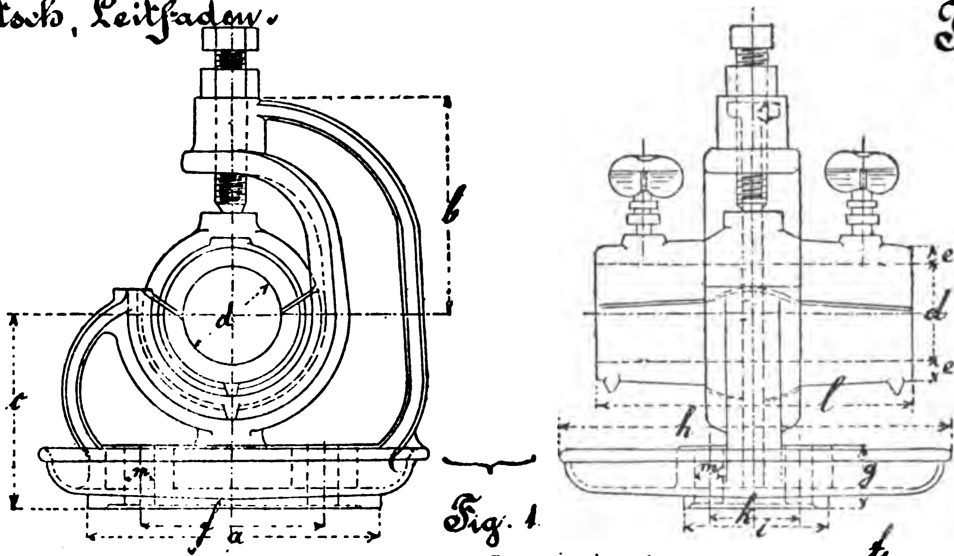


Fig. 1

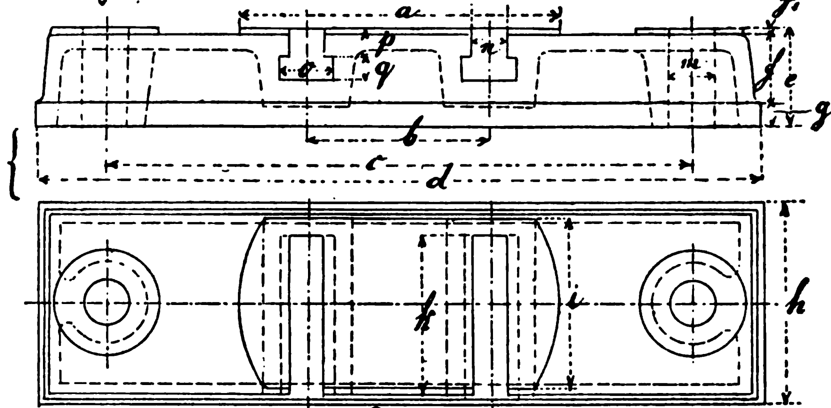


Fig. 2

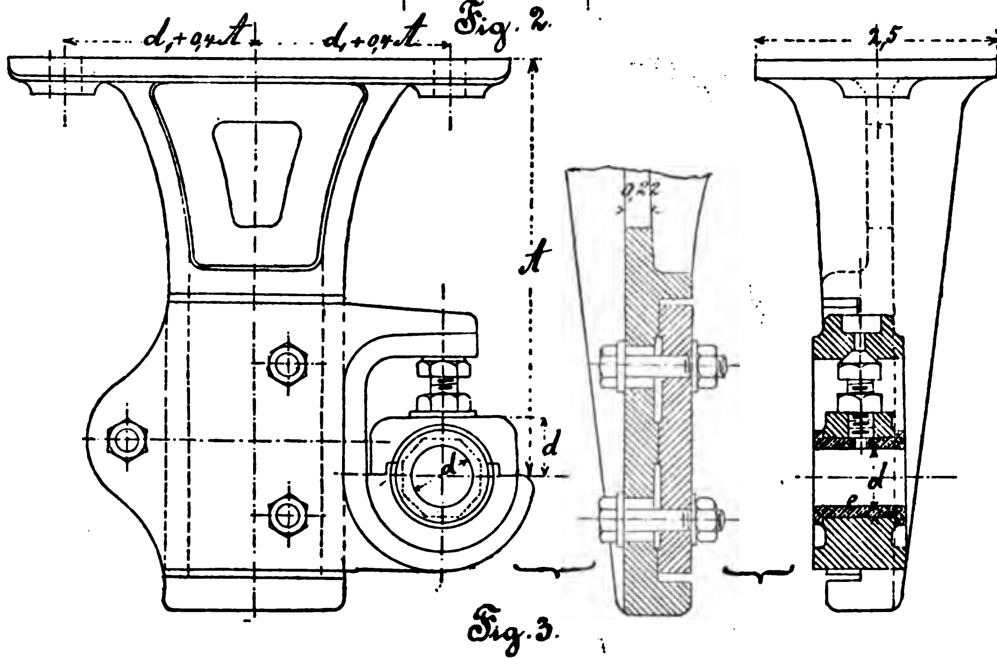


Fig. 3



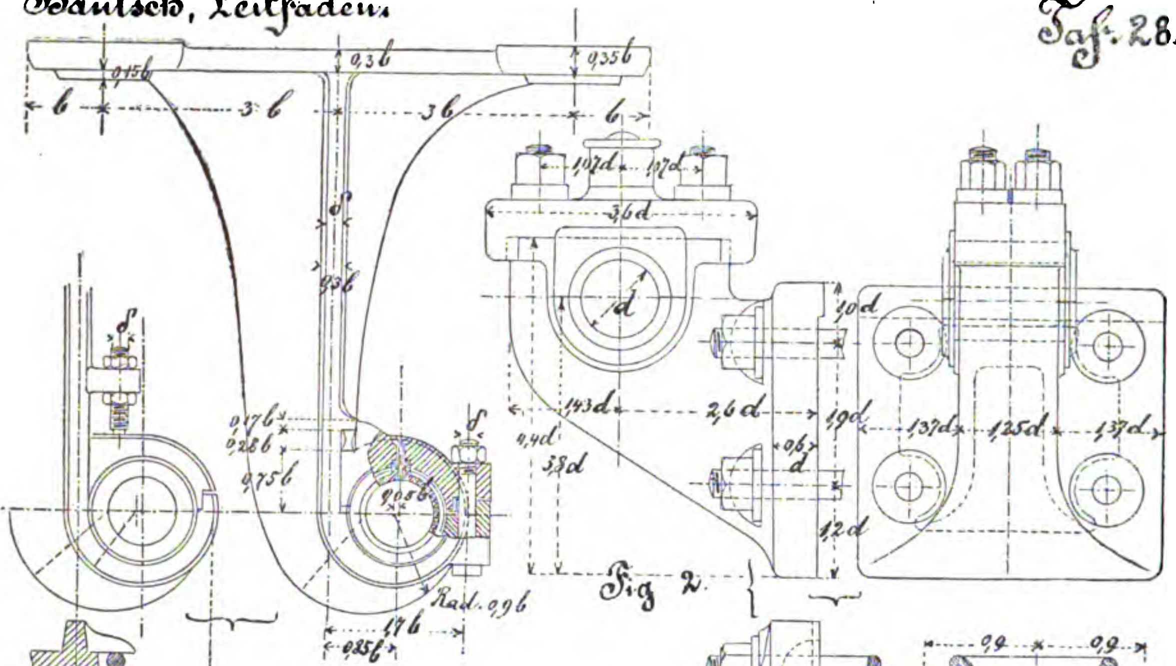


Fig 2.

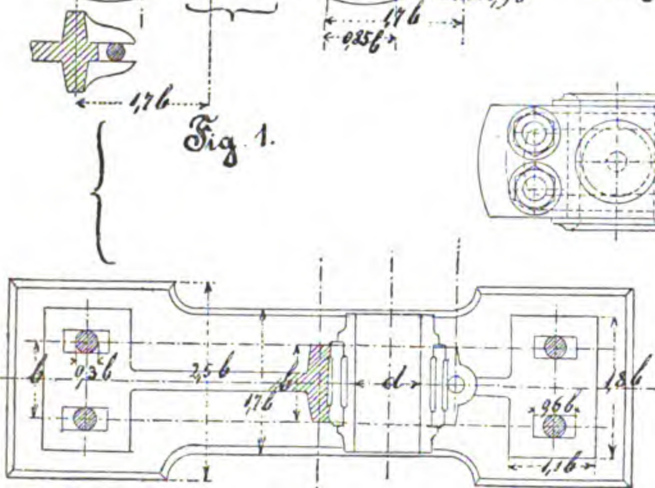


Fig. 1.

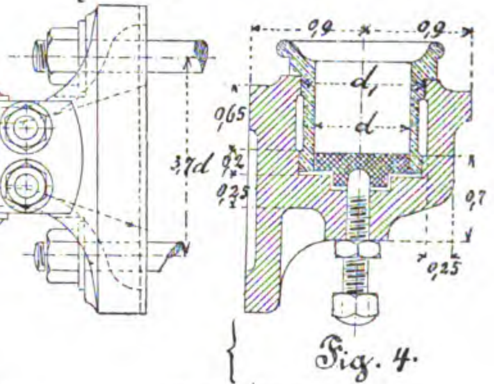


Fig. 4.

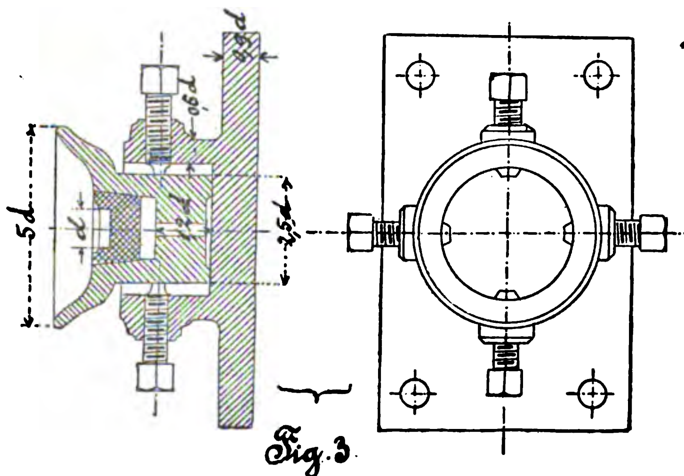
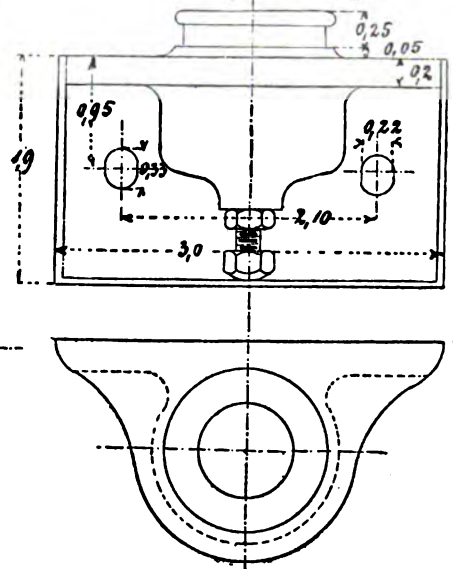
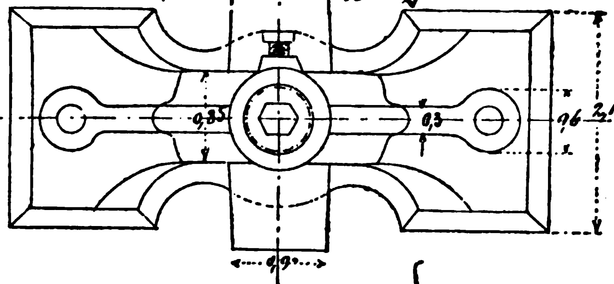
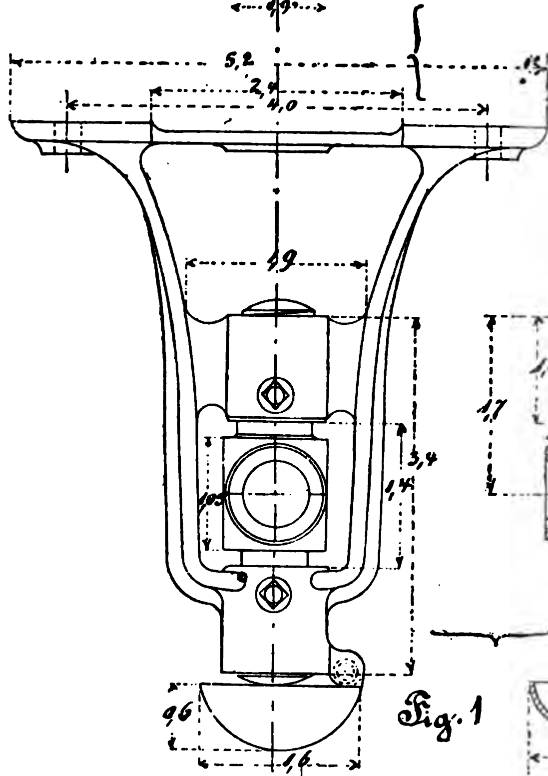
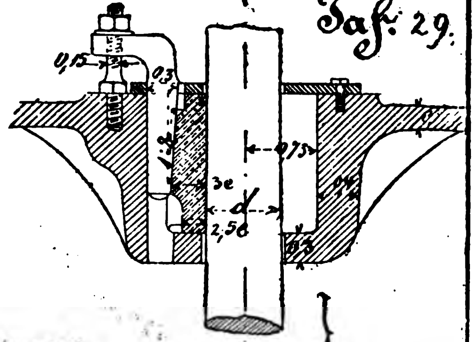
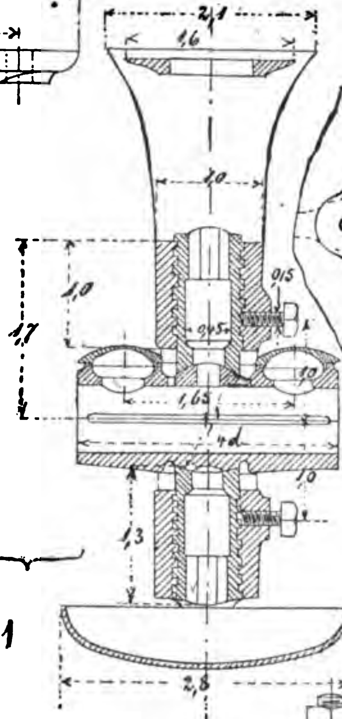
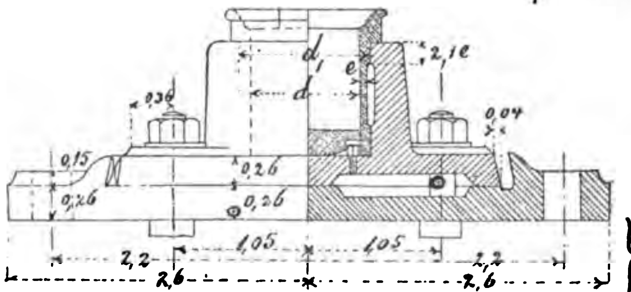
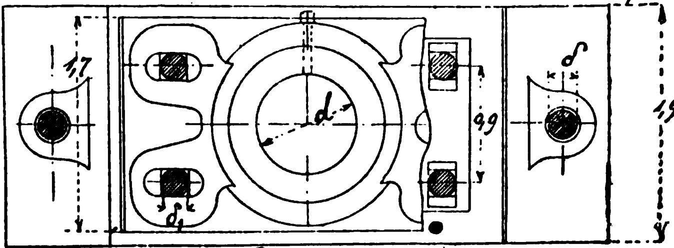
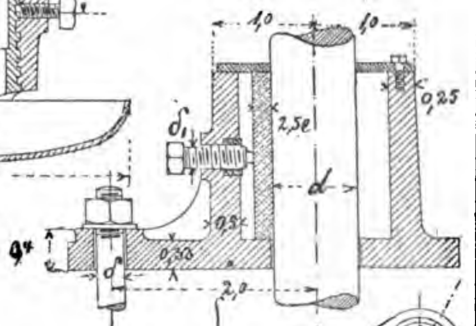
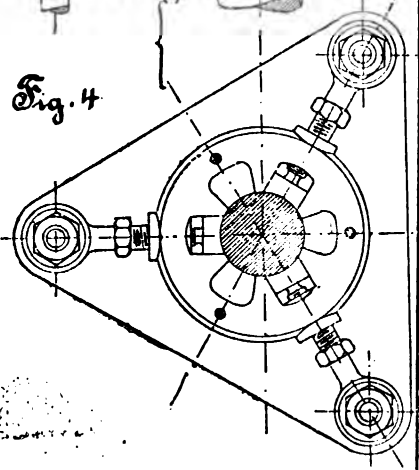
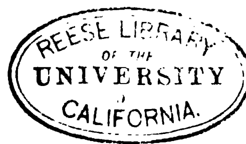


Fig. 3.



Bautsch, Leitfaden. Taf. 29.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

Hantsch Leitfaden. Taf. 30.

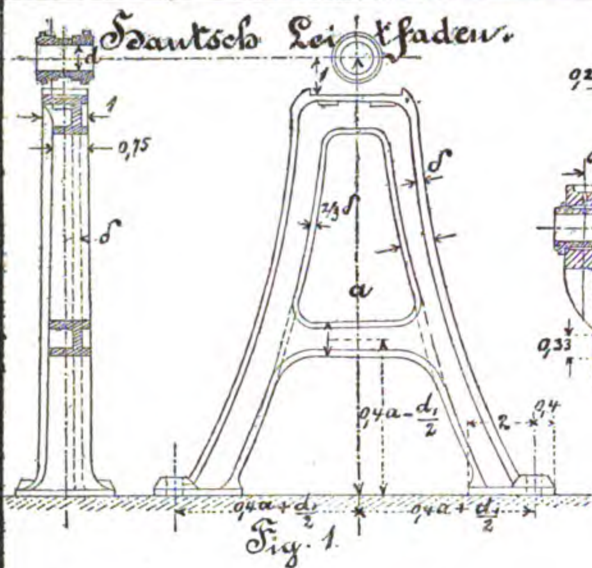
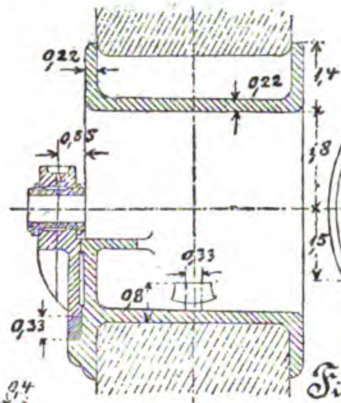


Fig. 1.



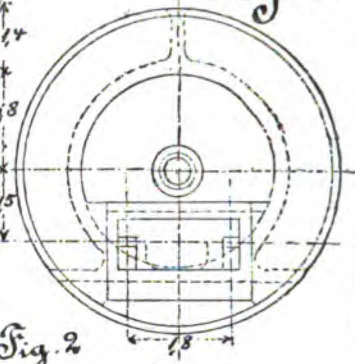
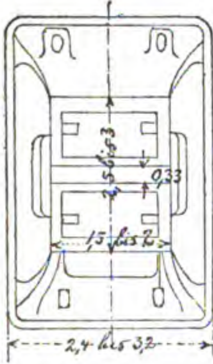


Fig. 2



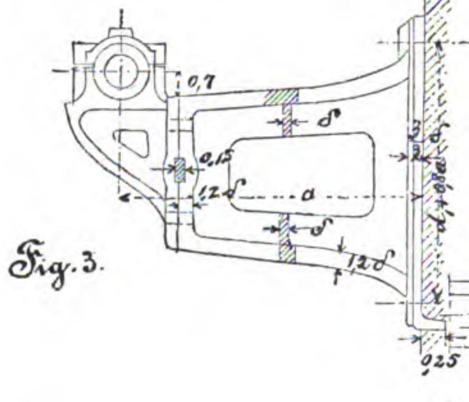
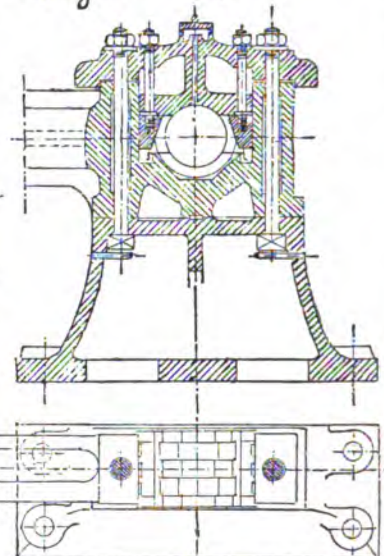
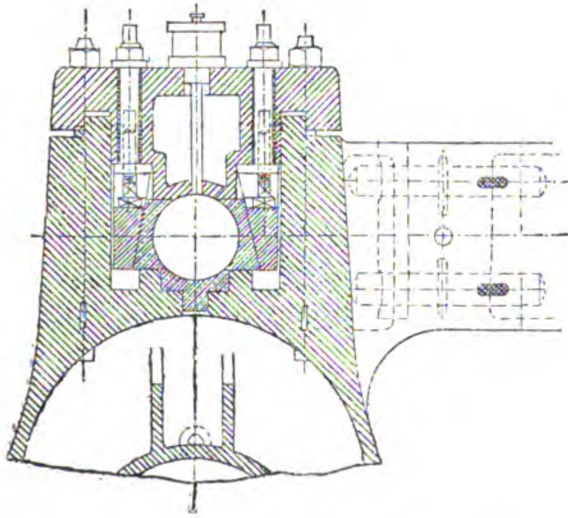
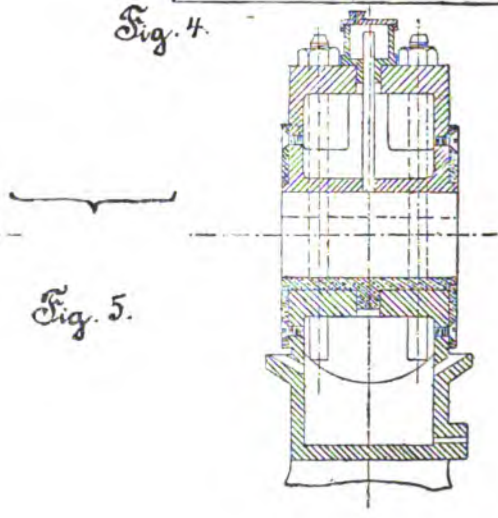
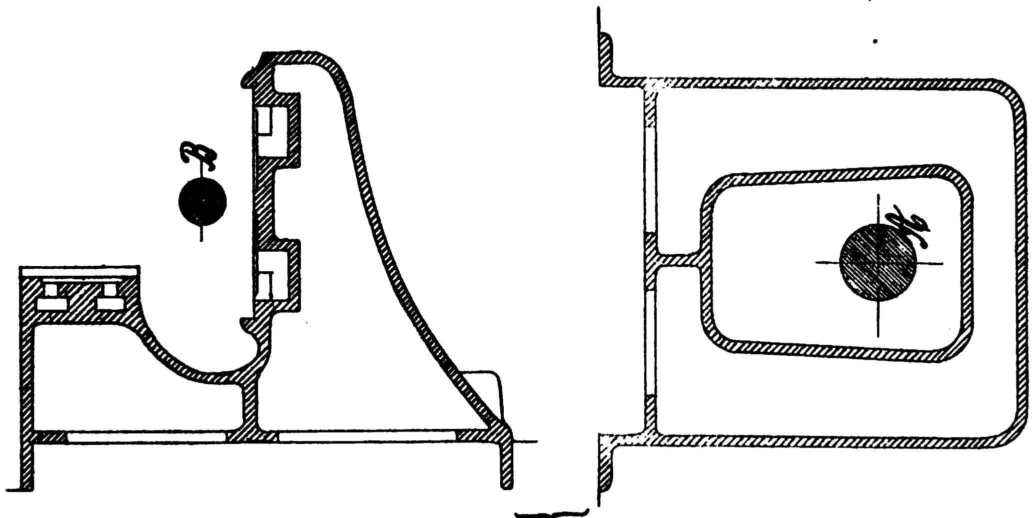


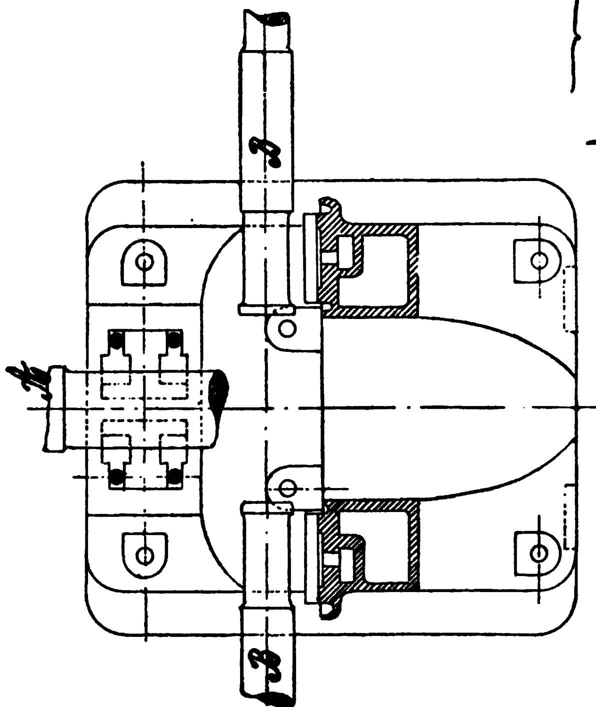
Fig. 3.


Fig. 4.




Fig. 5.





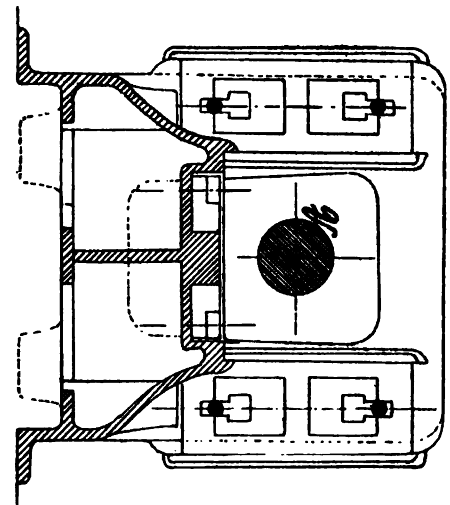


Fig. 1.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.



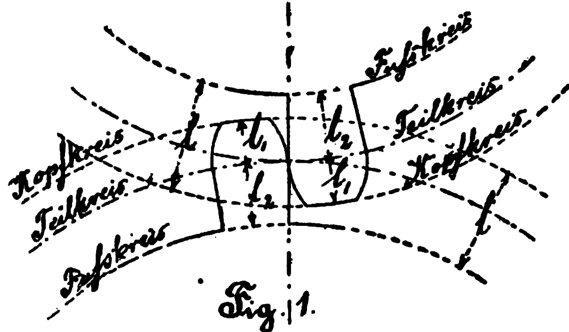


Fig. 1.

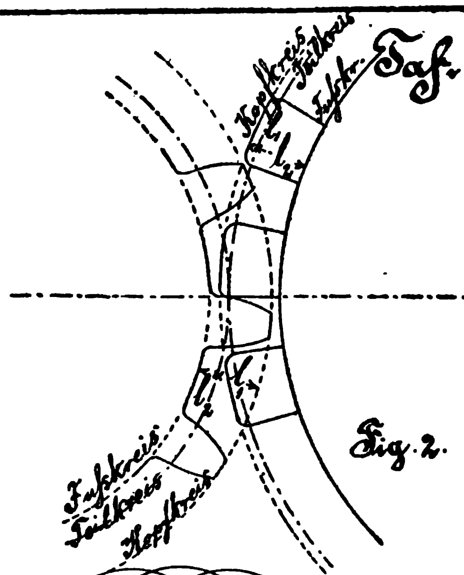


Fig. 2.

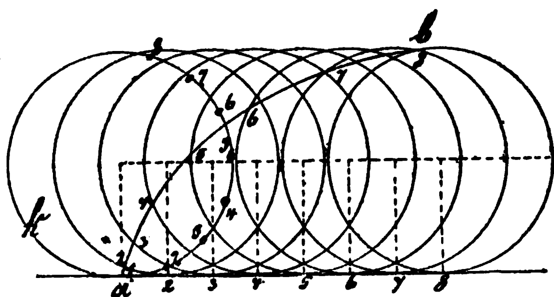


Fig. 3.

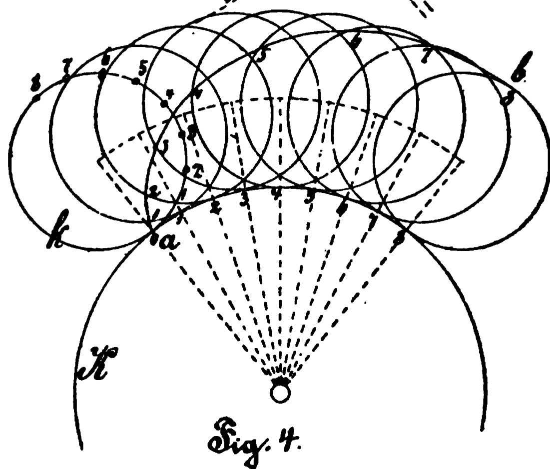


Fig. 4.

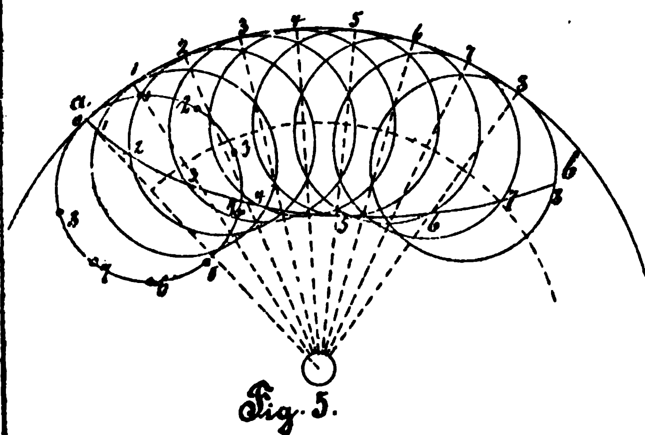


Fig. 5.

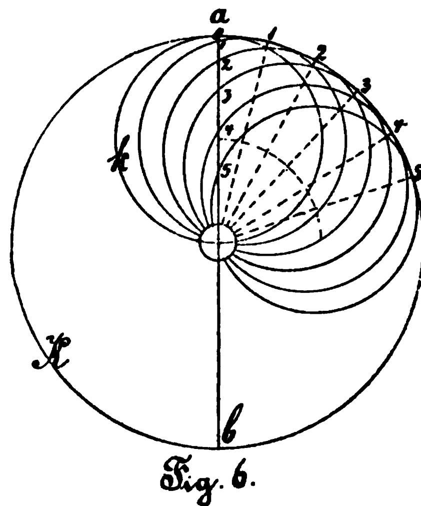


Fig. 6.

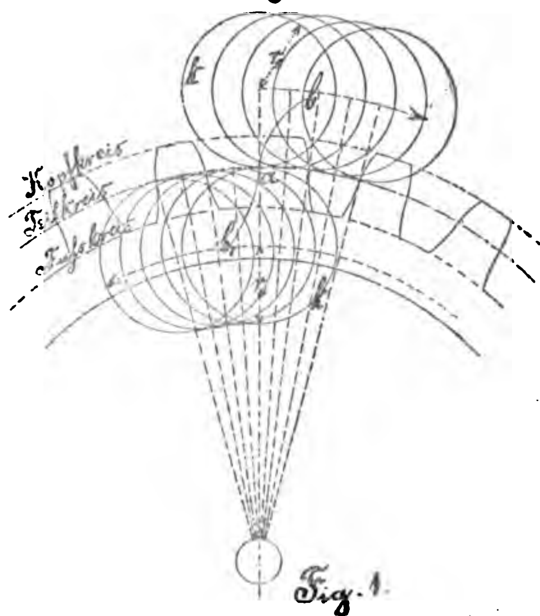


Fig. 1.

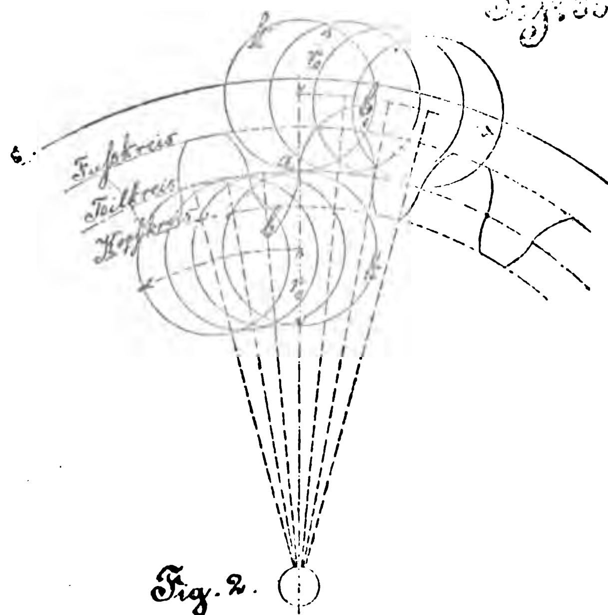


Fig. 2.

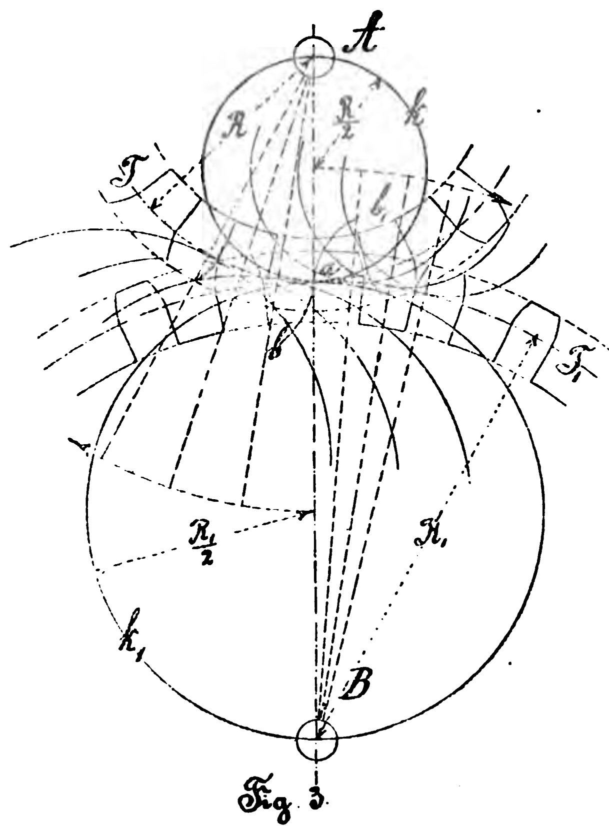


Fig. 3.

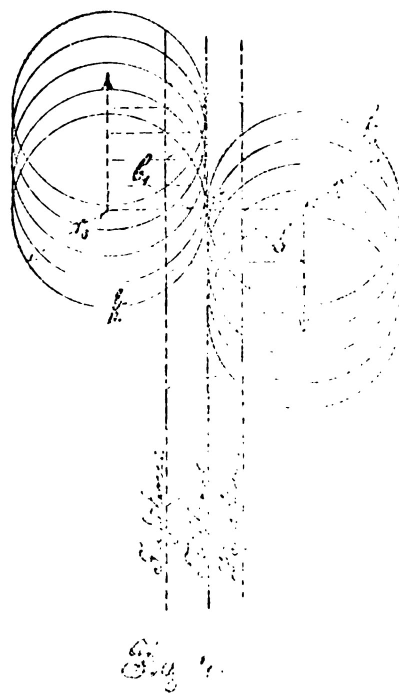
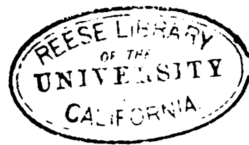


Fig. 4.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.



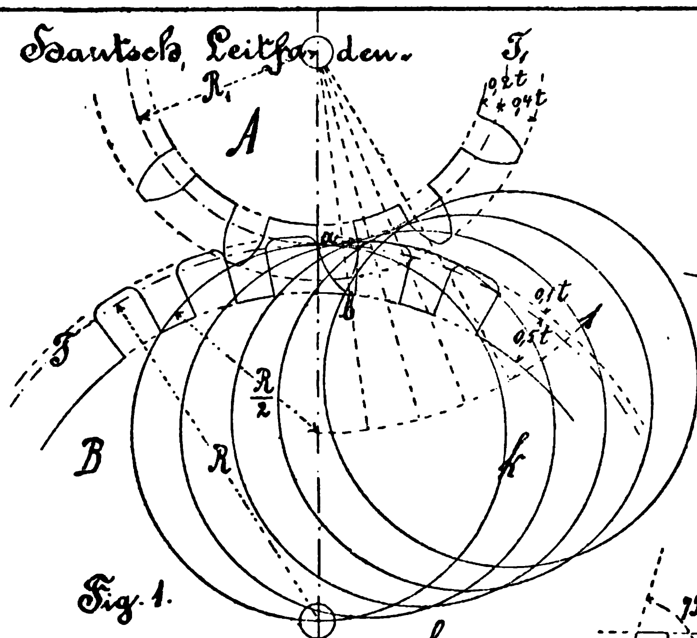


Fig. 1.

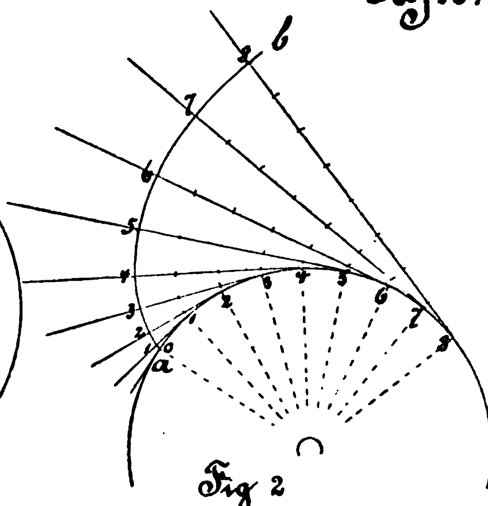


Fig 2

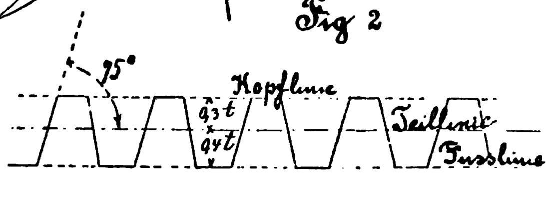


Fig 4.

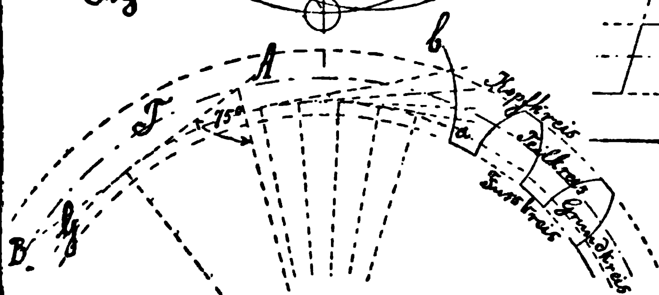


Fig 3.

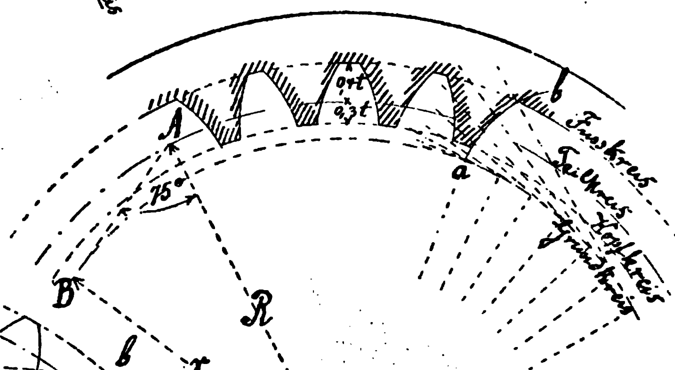


Fig 5.

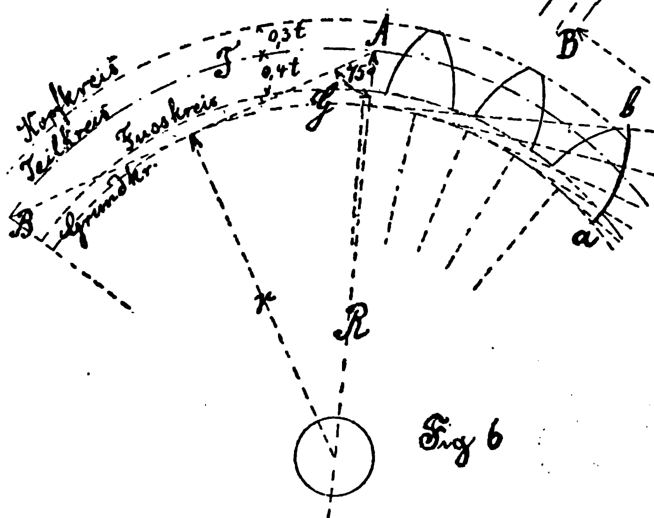


Fig 6

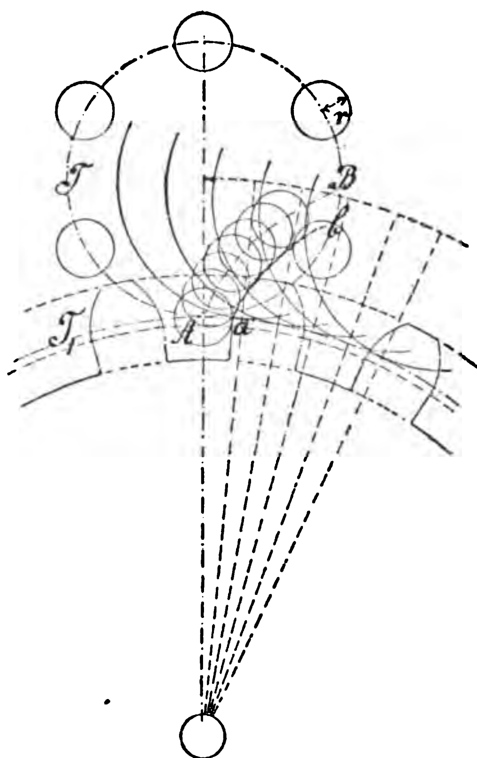


Fig. 1.

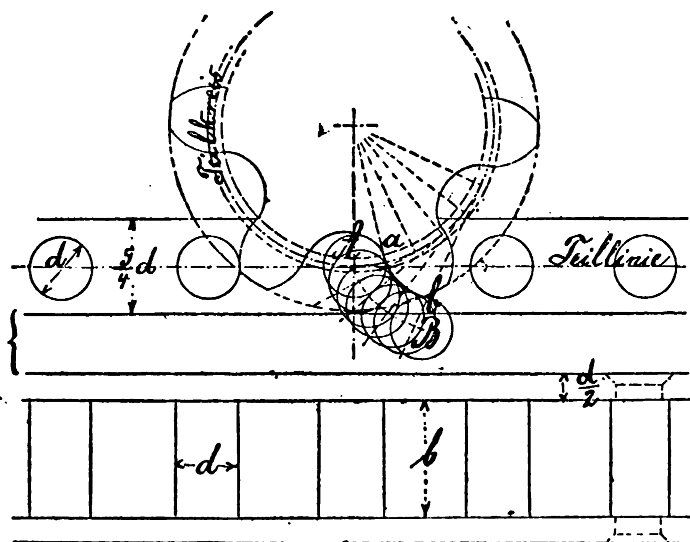


Fig. 2.

Teilkreis T_1

Teilkreis T

Fig. 3.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA.

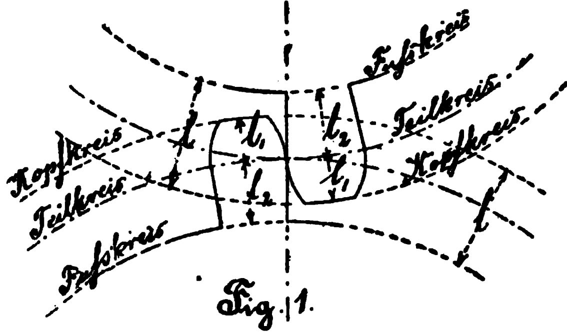


Fig. 1.

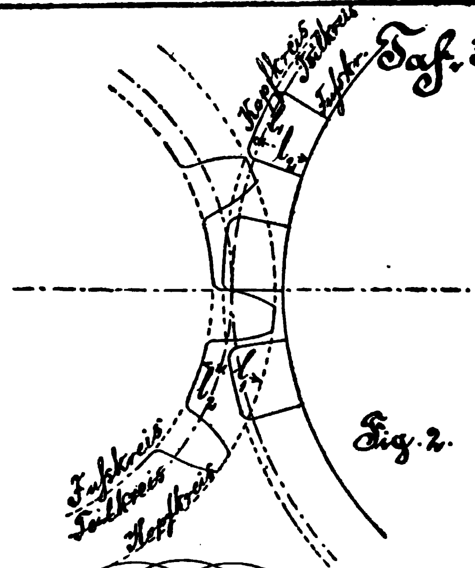


Fig. 2.

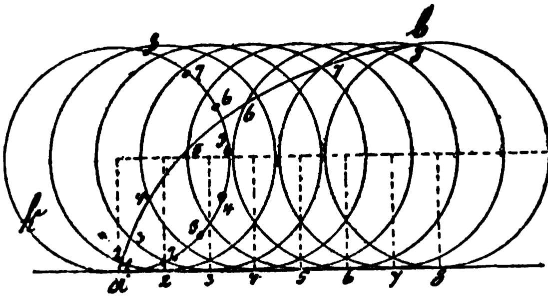


Fig. 3.

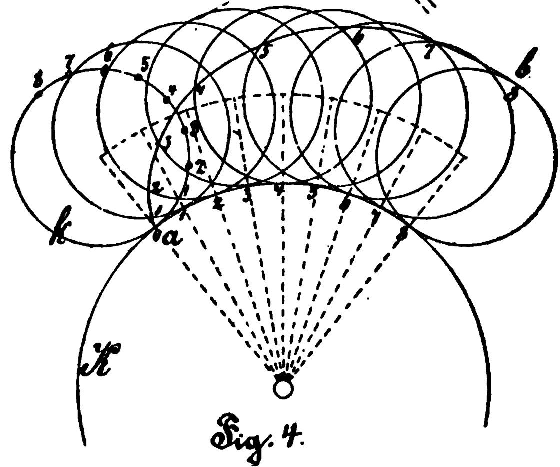


Fig. 4.

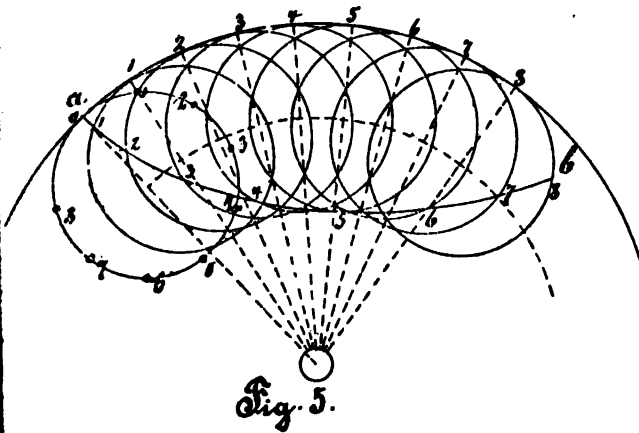


Fig. 5.

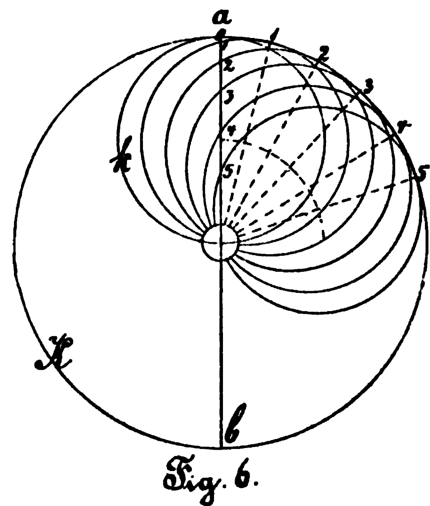


Fig. 6.

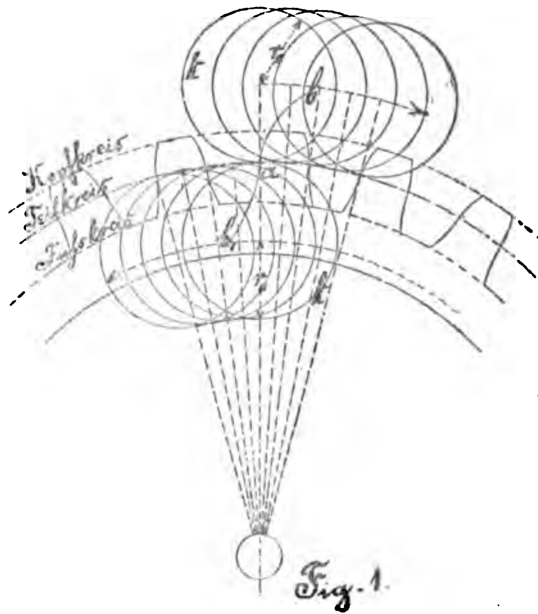


Fig. 1.

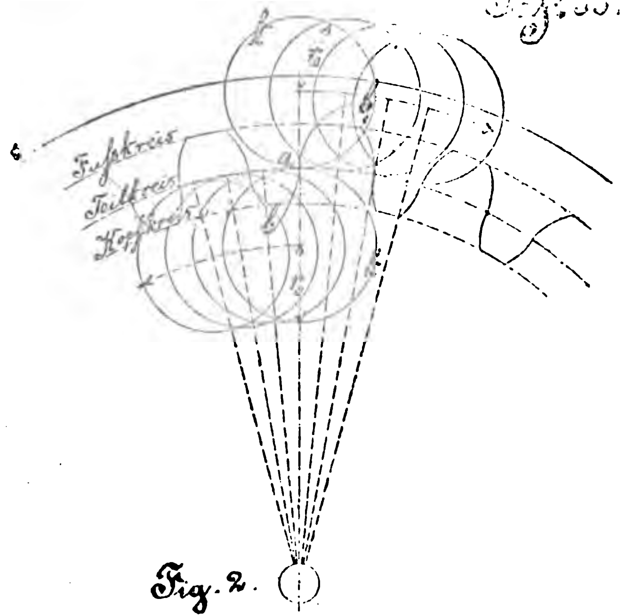


Fig. 2.

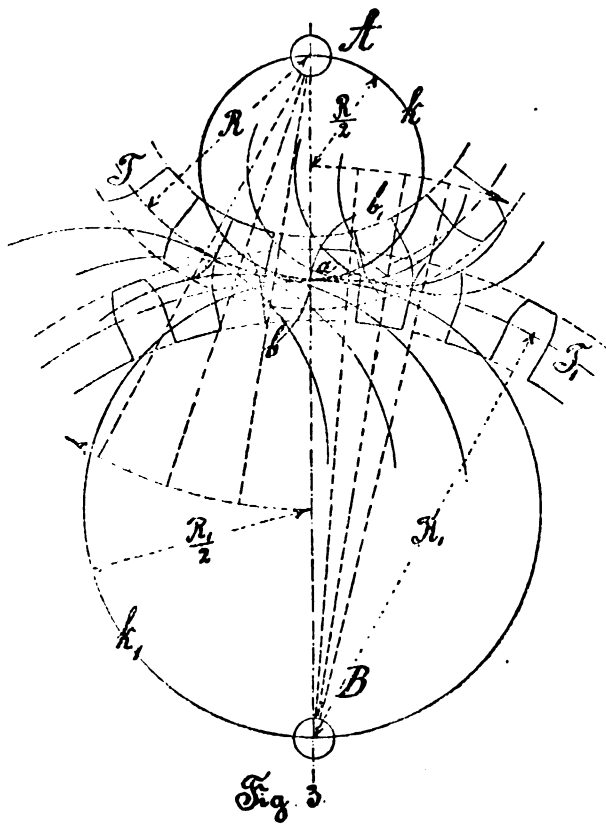


Fig. 3.

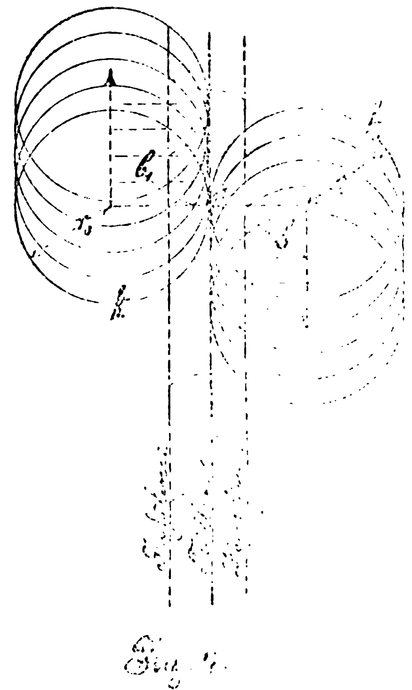
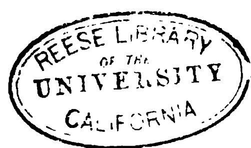


Fig. 4.


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA


REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
OF
CALIFORNIA.

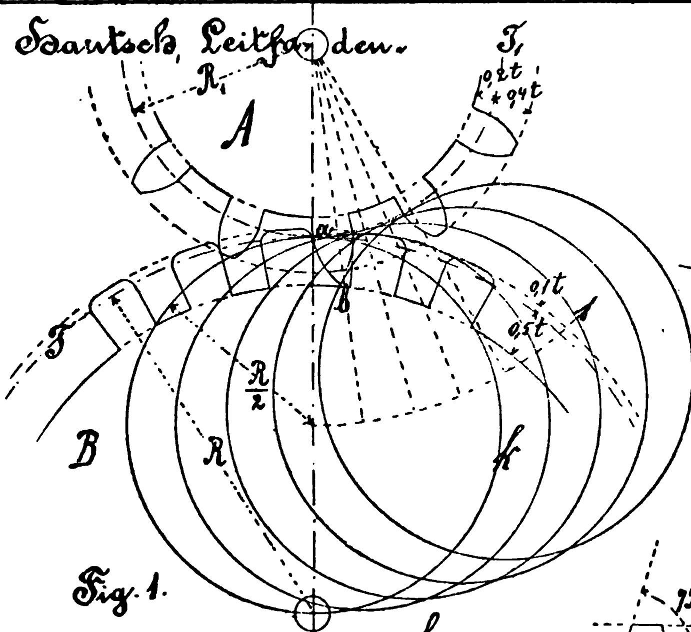


Fig. 1.

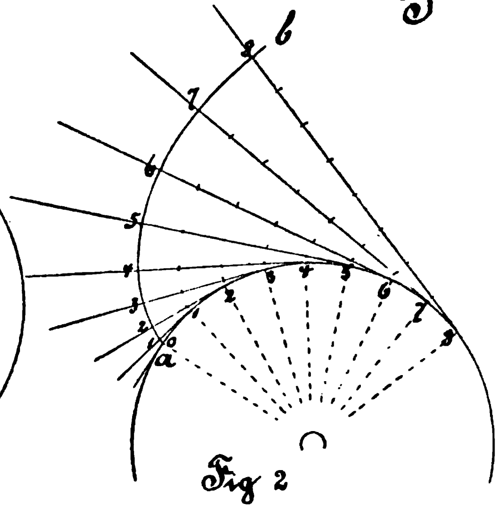


Fig 2

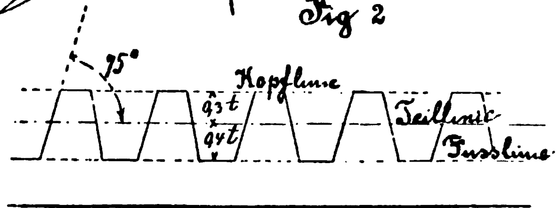


Fig 4.

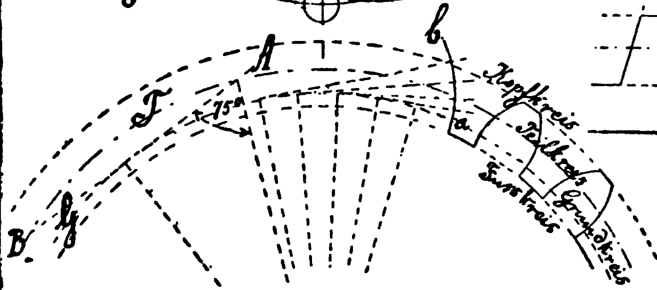


Fig 3.

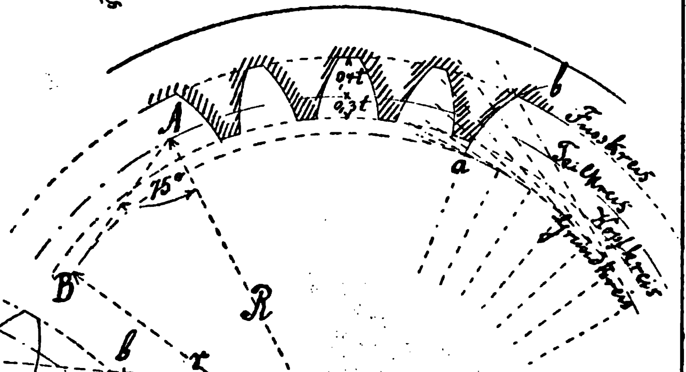


Fig 5.

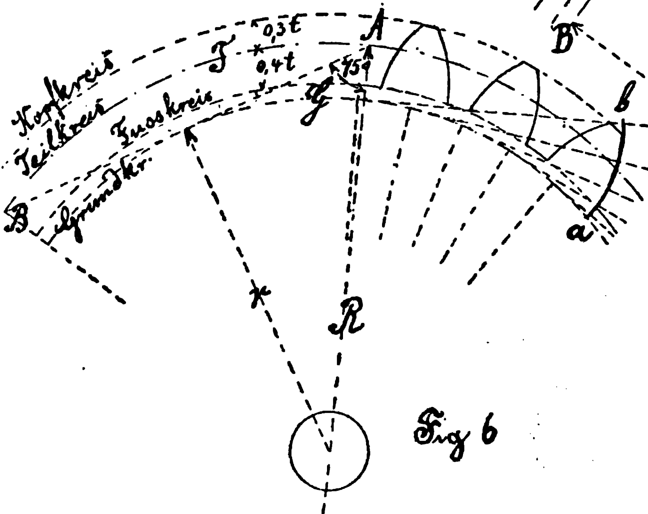
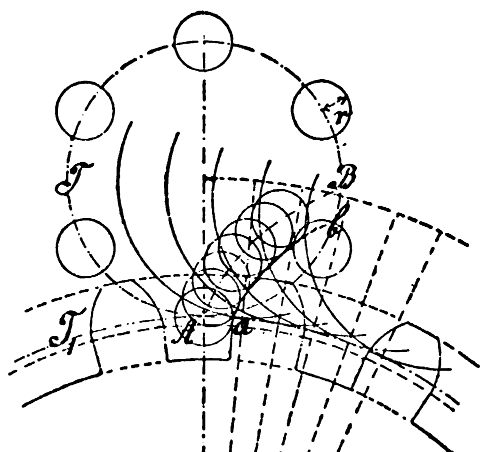


Fig 6



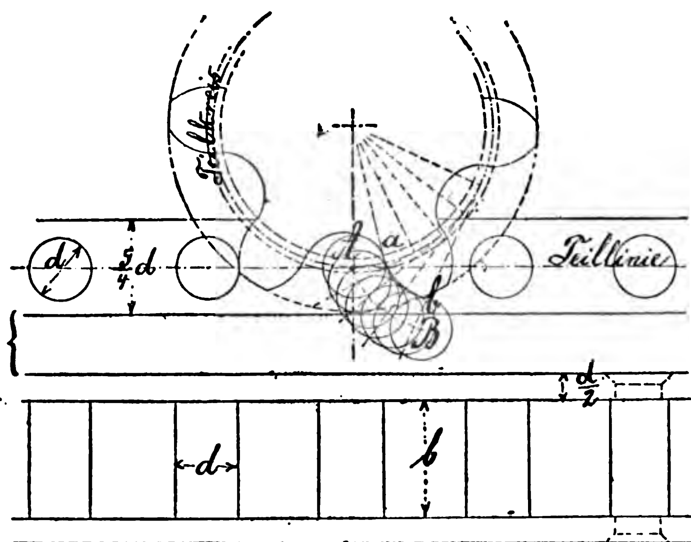


Fig. 2.

Fig. 1.

Fig. 3.





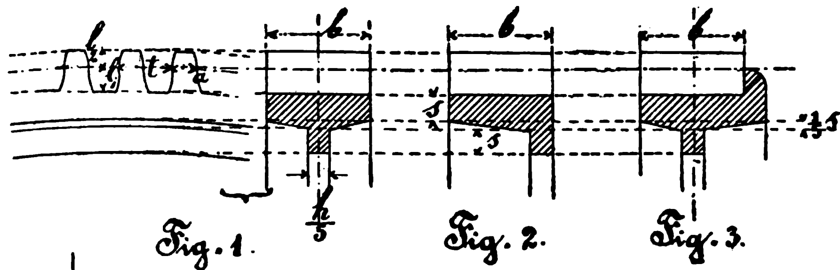


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.

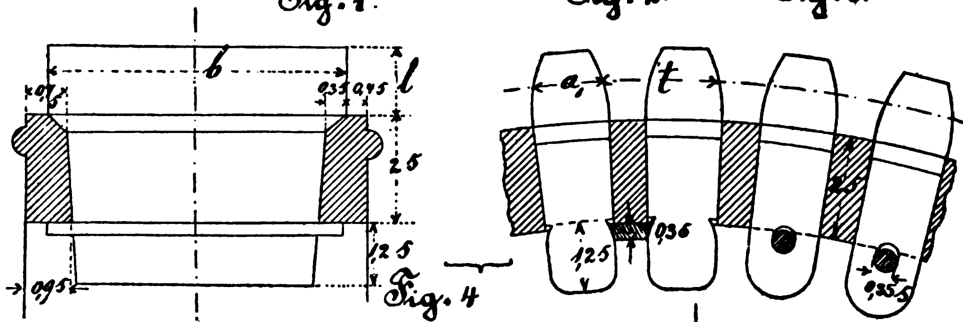


Fig. 4

Fig. 5

Fig. 6.

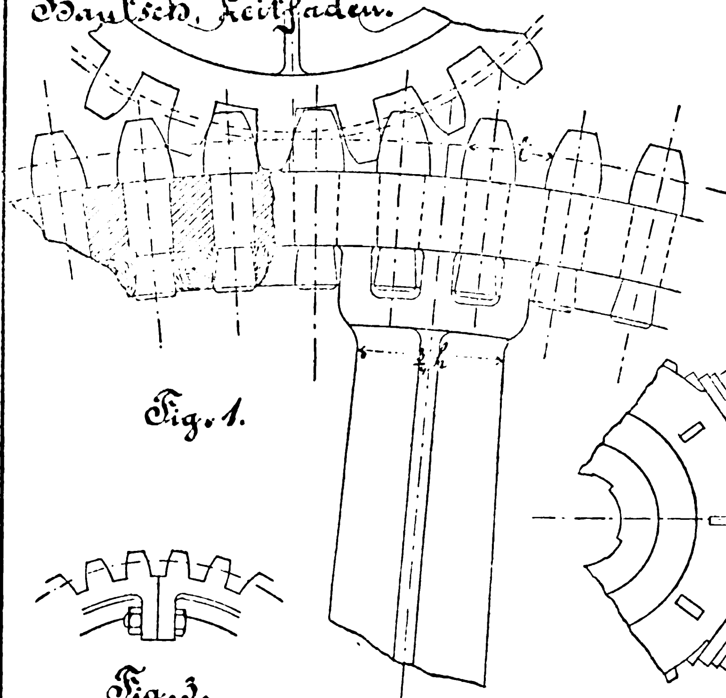


Fig. 1.

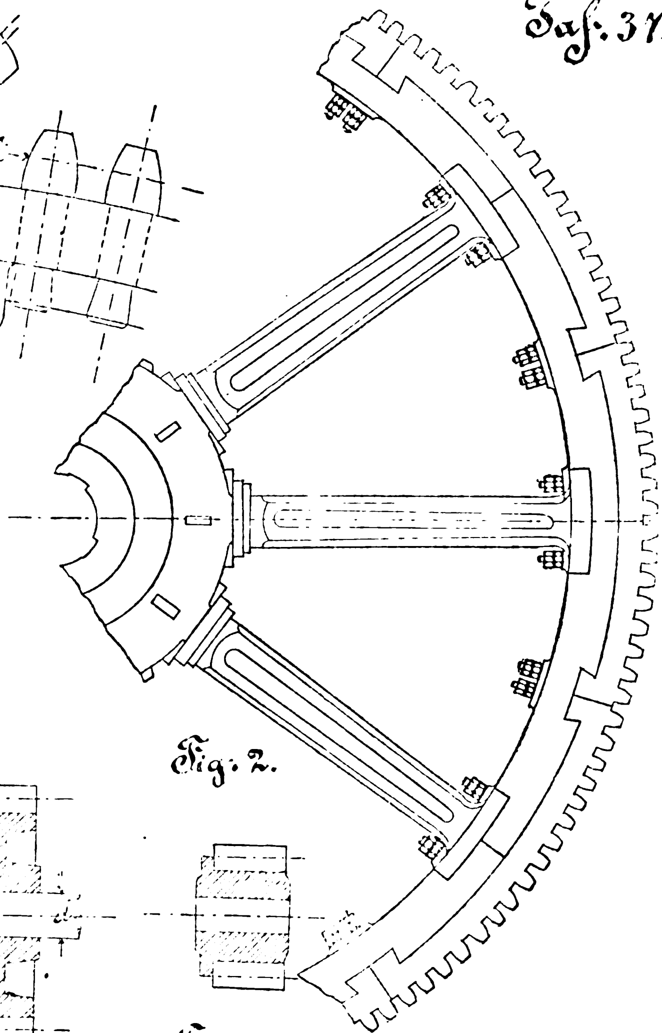


Fig. 2.

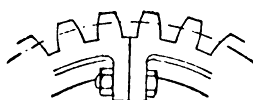


Fig. 3.

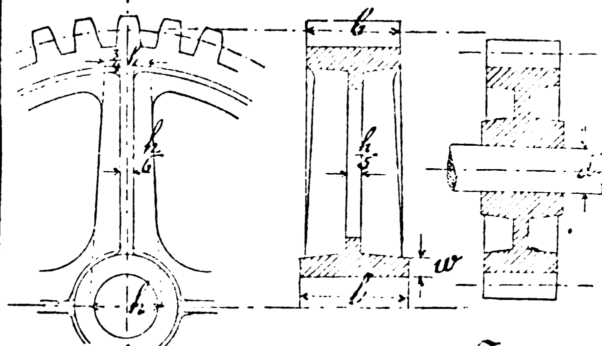


Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

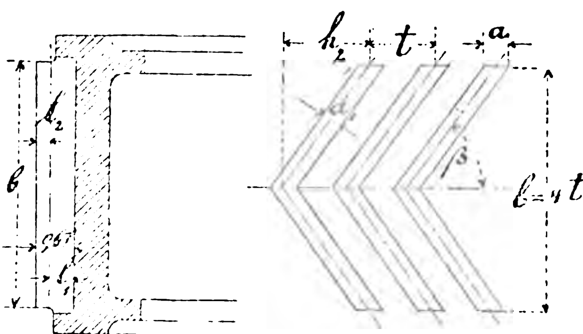


Fig. 7.

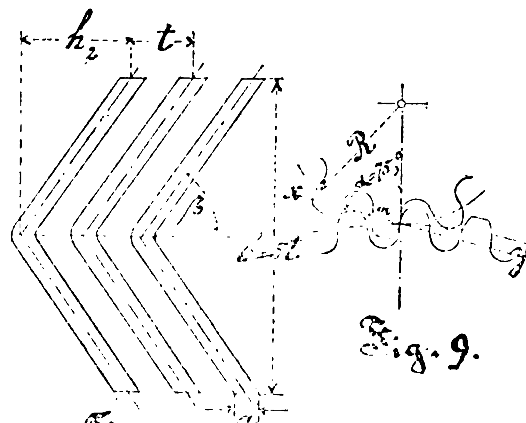


Fig. 8.

Fig. 9.

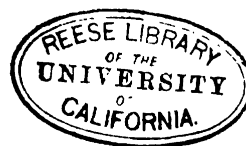


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

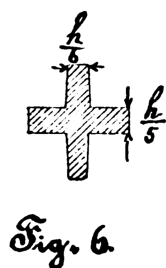


Fig. 6.



Fig. 4.

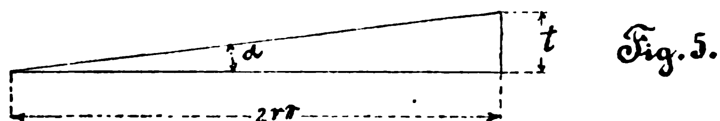


Fig. 5.

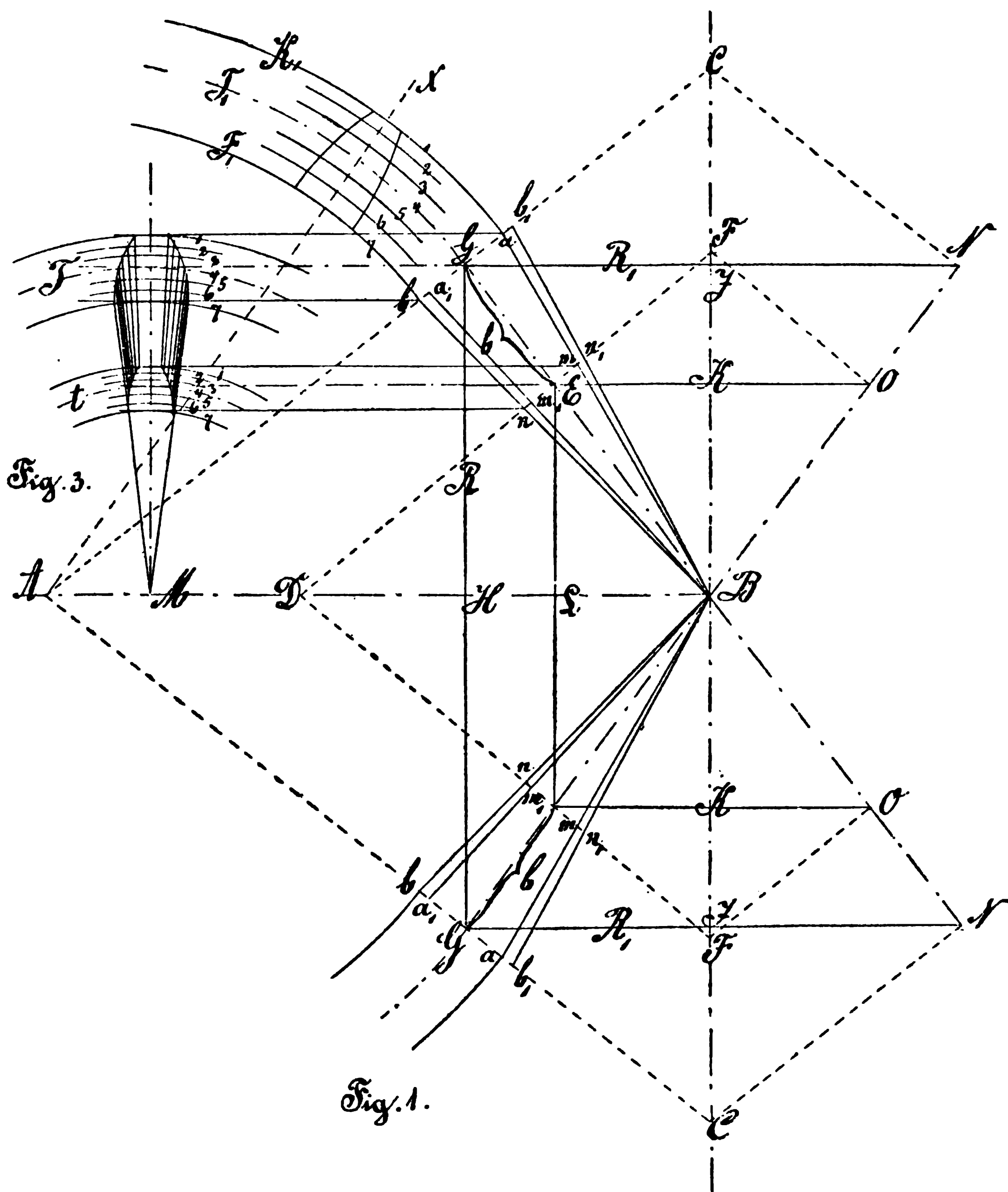


Fig. 3.

Fig. 1.




REESE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY
CALIFORNIA

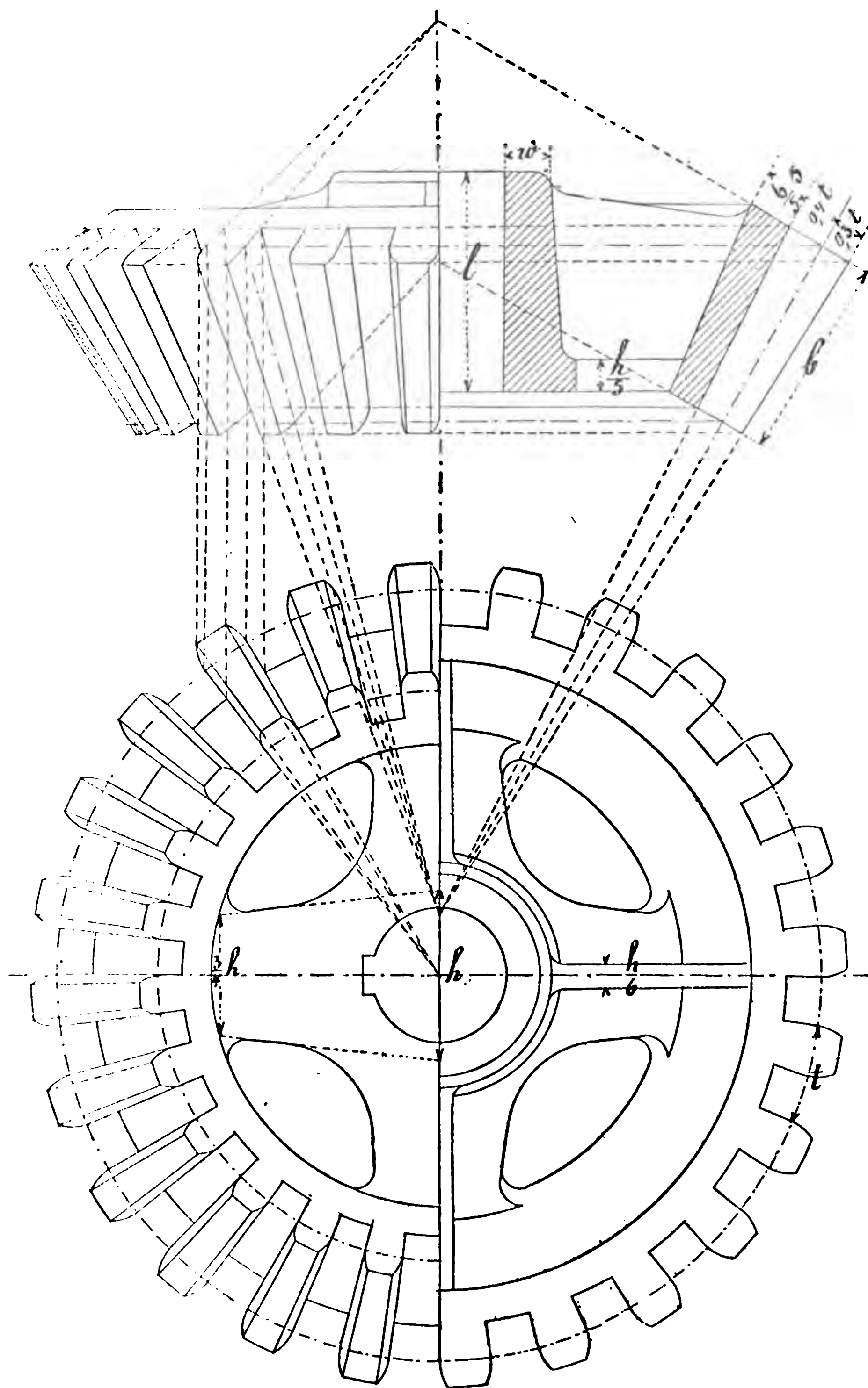


Fig. 1.

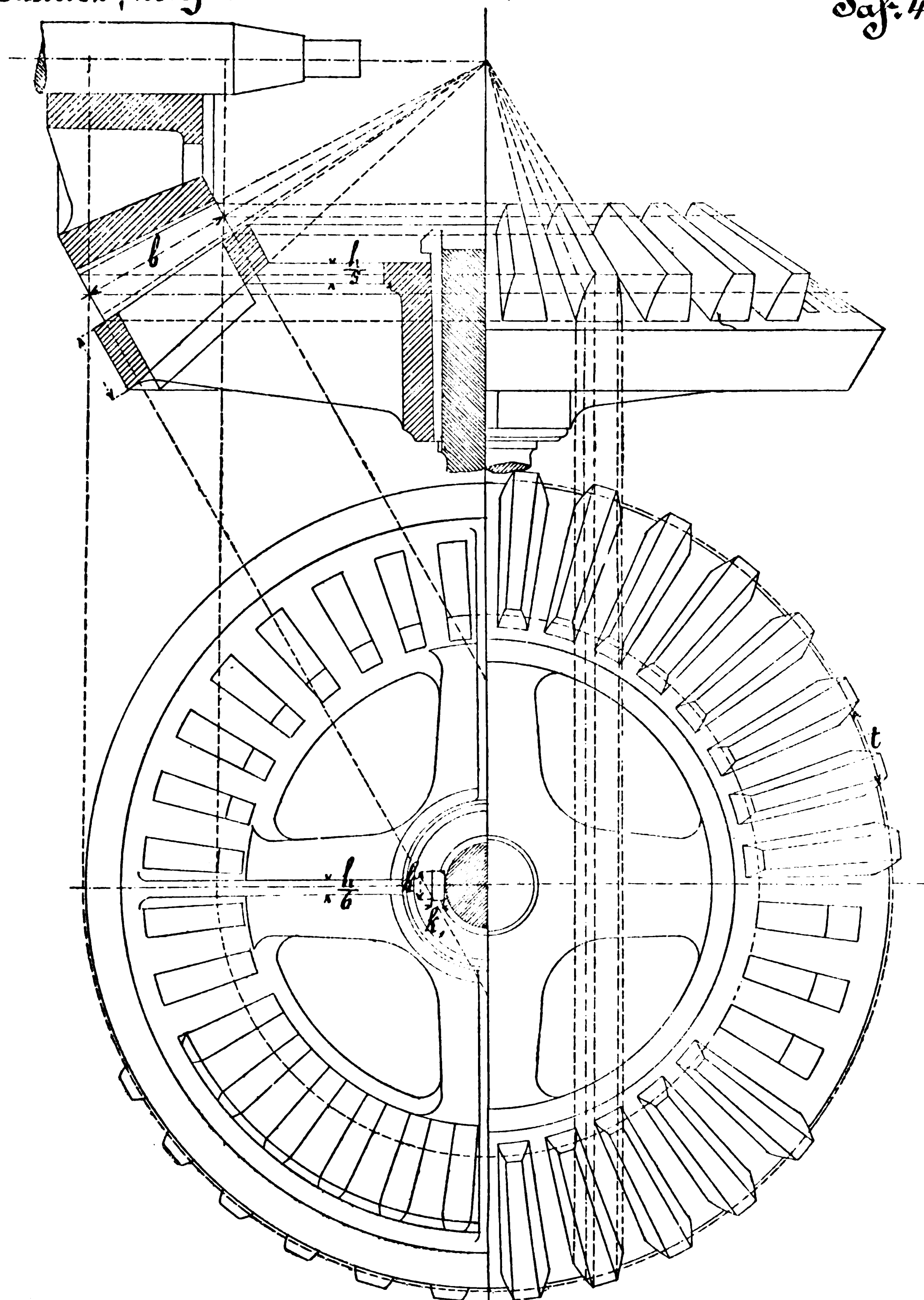
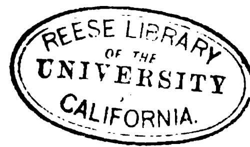


Fig. 1.



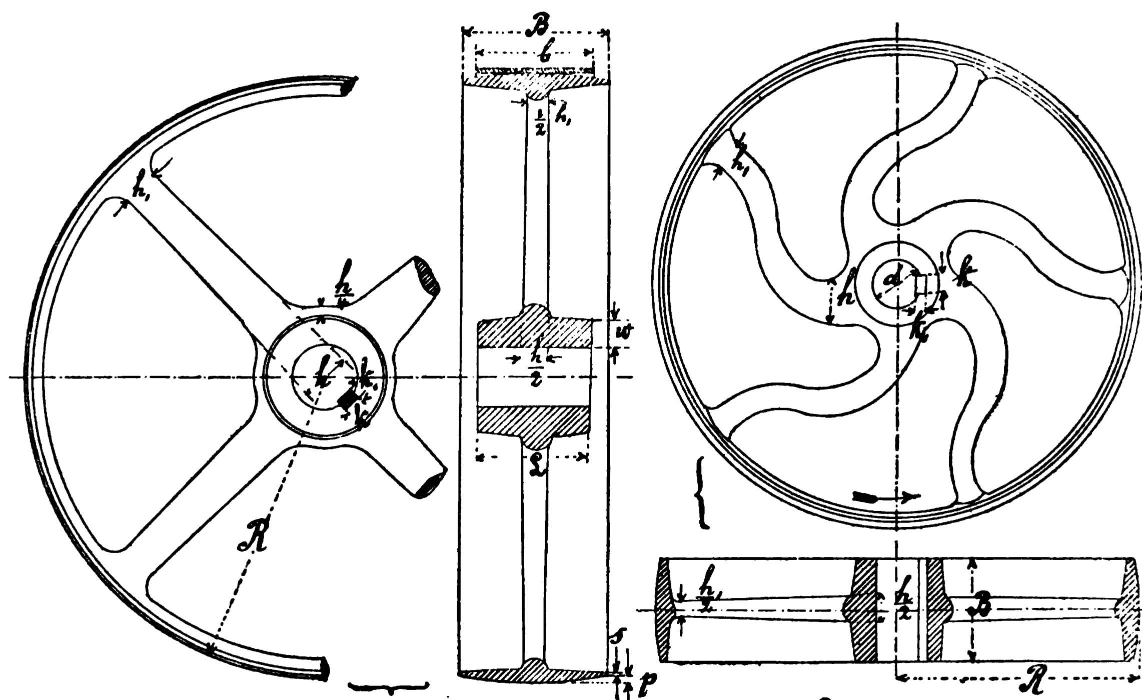


Fig. 1

Fig. 2.

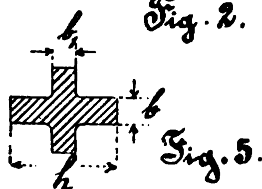
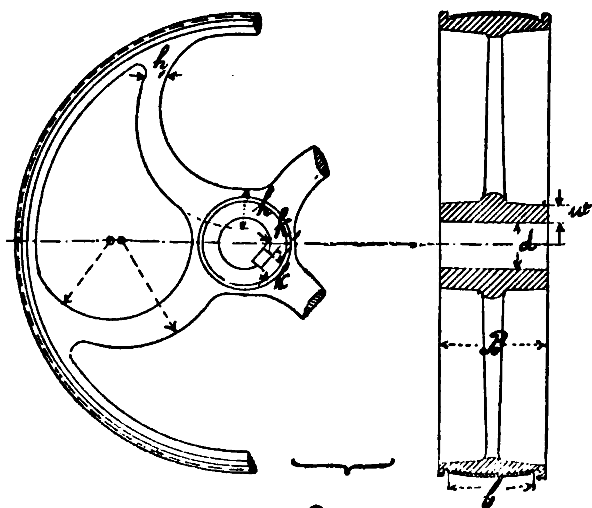


Fig. 5.



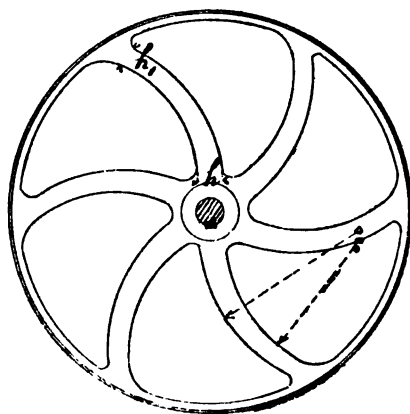


Fig. 4.

Fig. 3

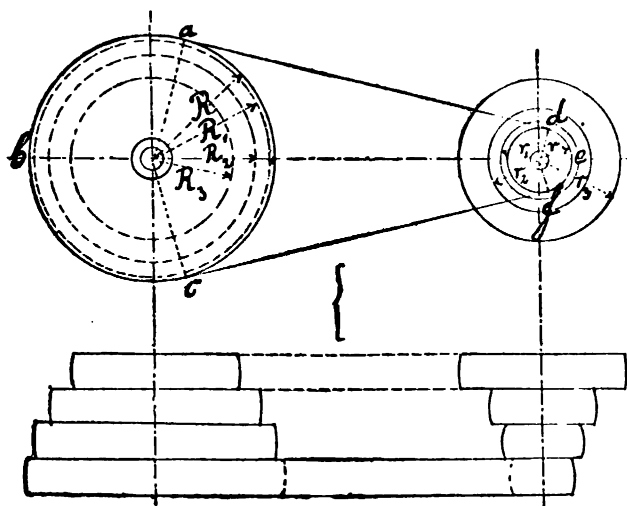


Fig. 1.

Fig. 3.



Fig. 6.

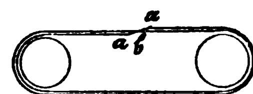


Fig. 7.

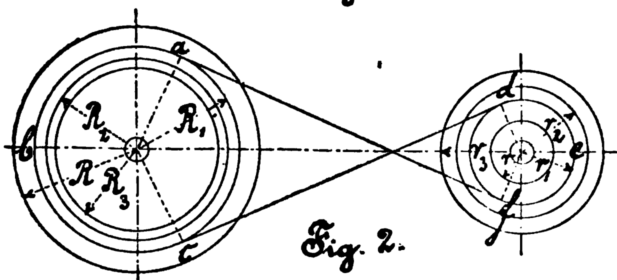


Fig. 2.

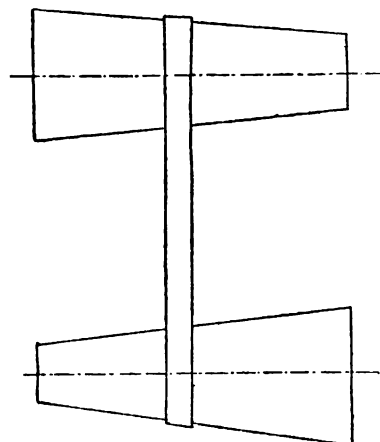
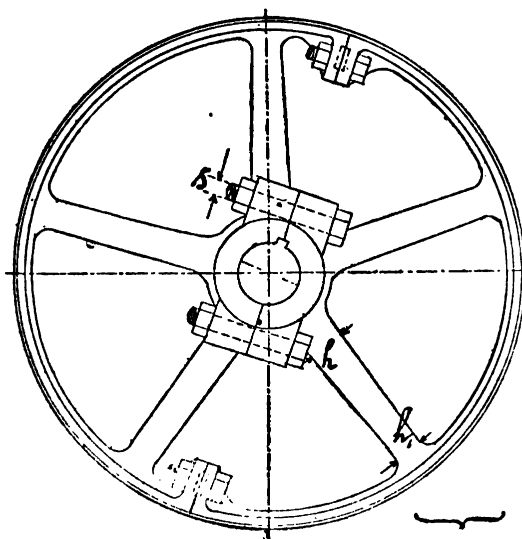


Fig. 4.



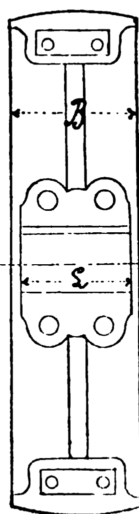


Fig. 5.

Fig. 8.


REESE LIBRARY
UNIVERSITY
CALIFORNIA.



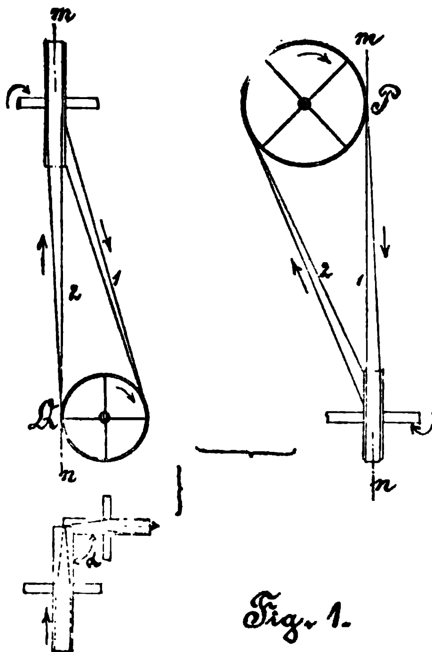


Fig. 1.

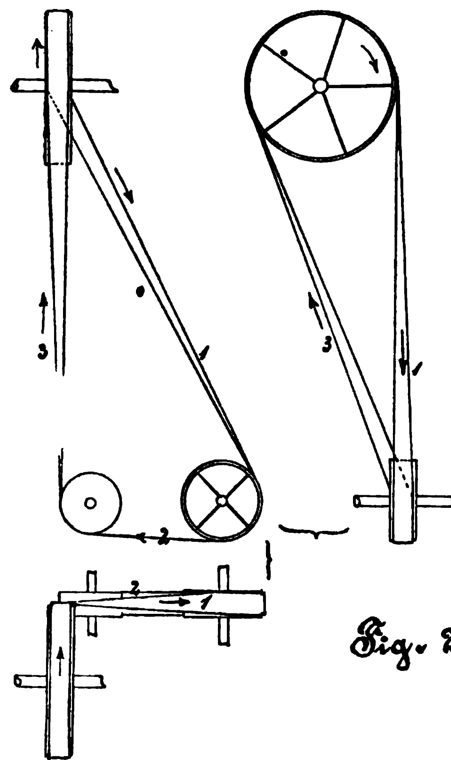
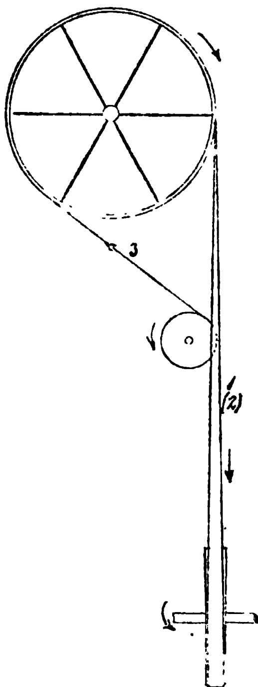


Fig. 2.



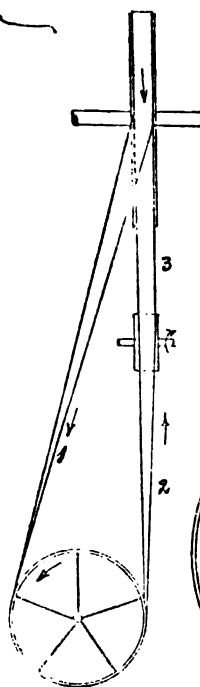


Fig. 3.

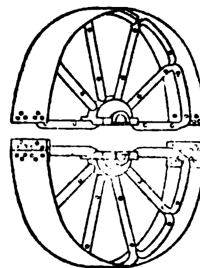


Fig. 4.

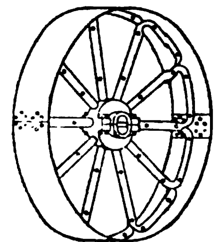
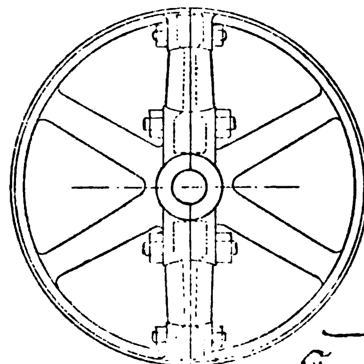


Fig. 5.



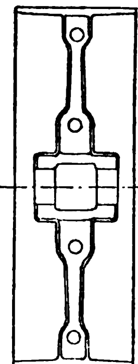


Fig. 6.



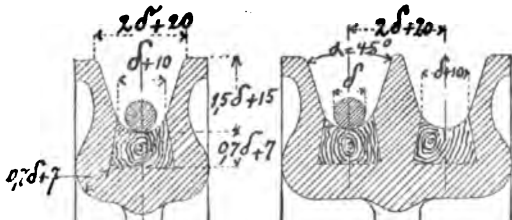


Fig. 1. Fig. 2.

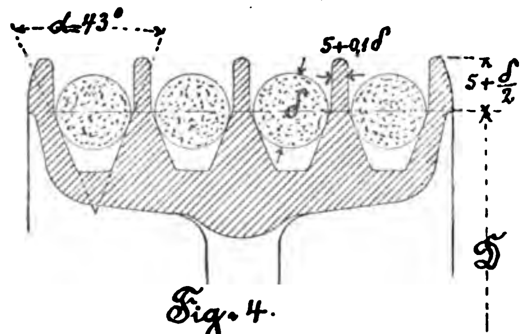


Fig. 4.

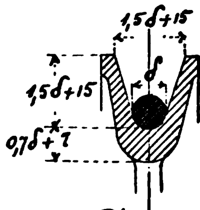
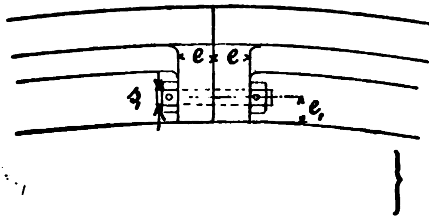
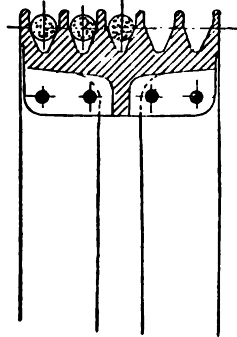


Fig. 3.





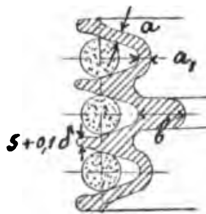
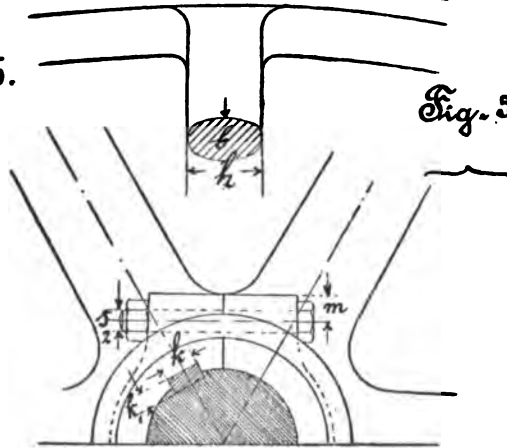


Fig. 6.



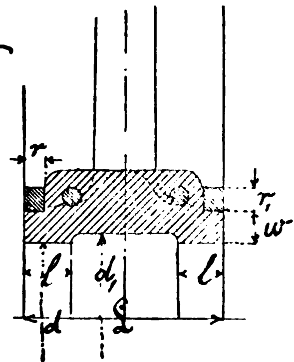


Fig. 5.

Fig. 7.

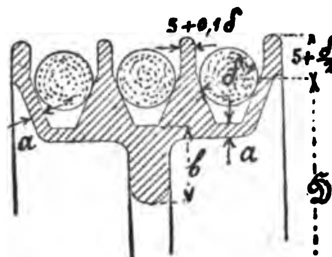


Fig. 8.

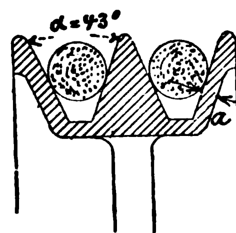


Fig. 9.

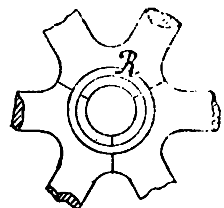


Fig. 10.

Hautsch, Leitfaden.

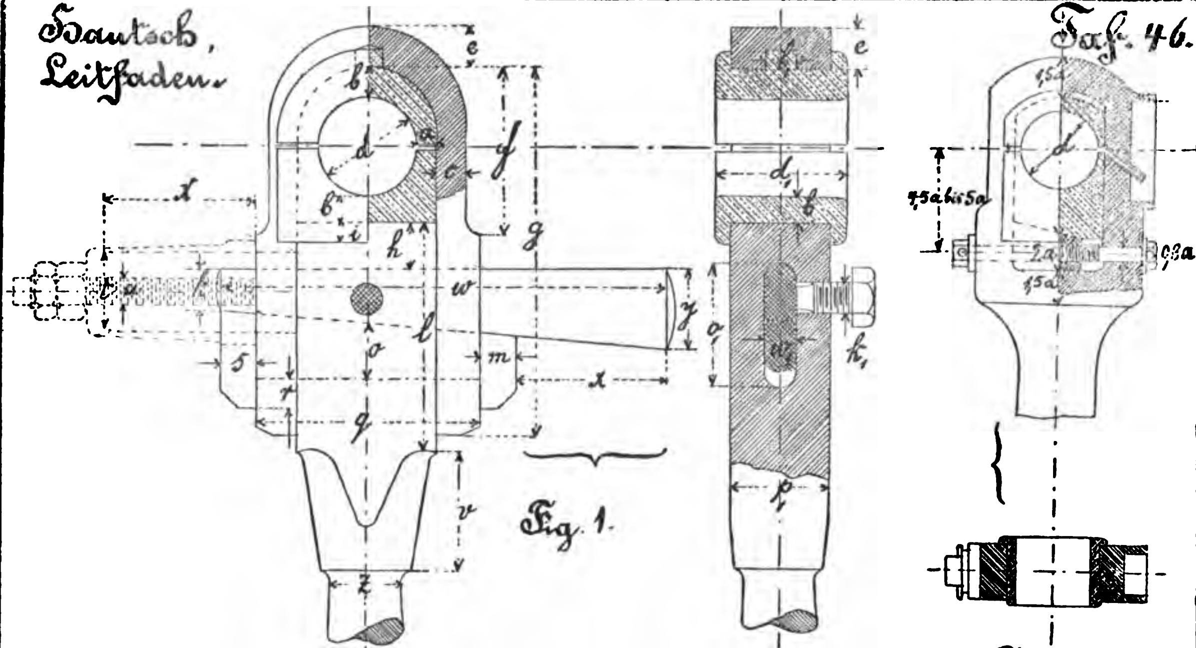


Fig. 1.

Fig 2.

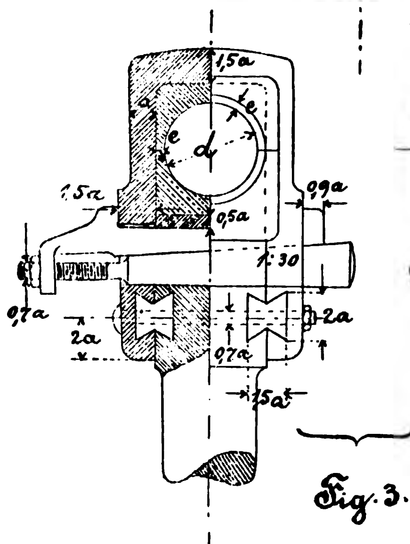


Fig. 3.

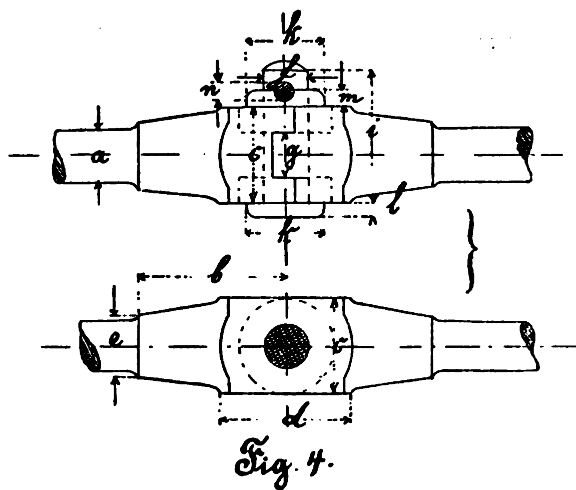


Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.



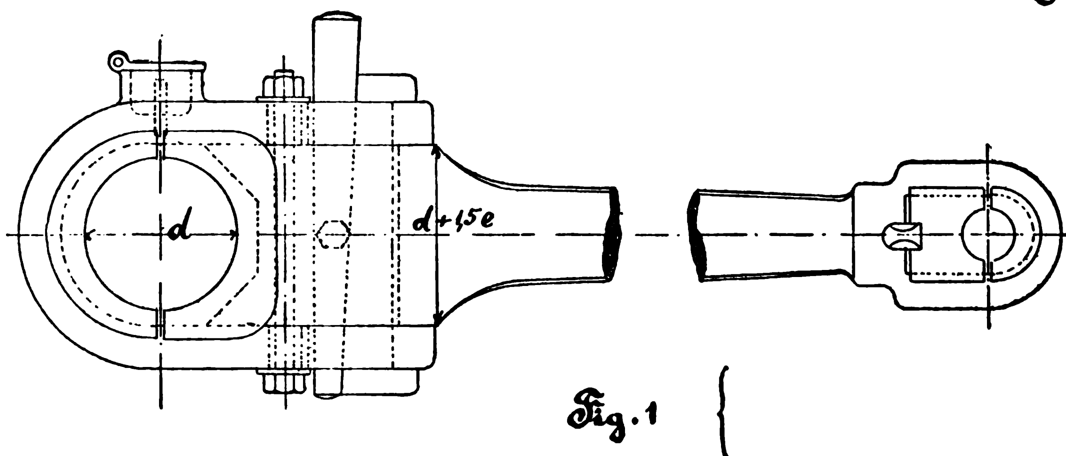


Fig. 1

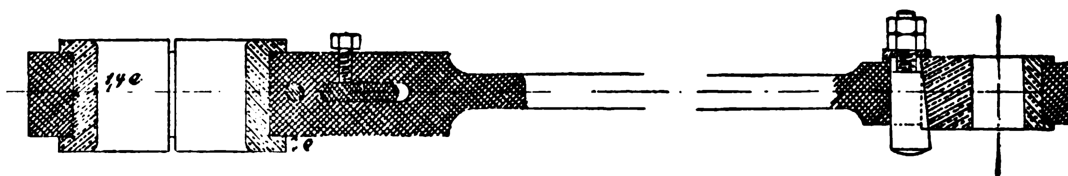
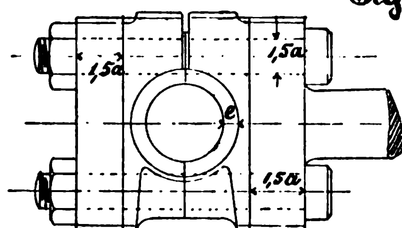


Fig. 2.



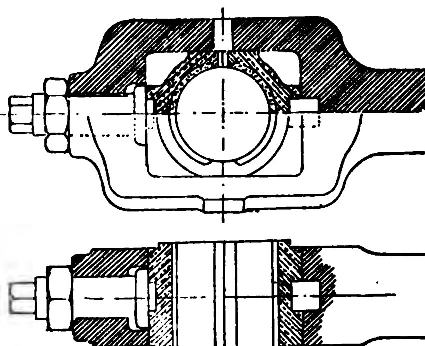


Fig. 3.

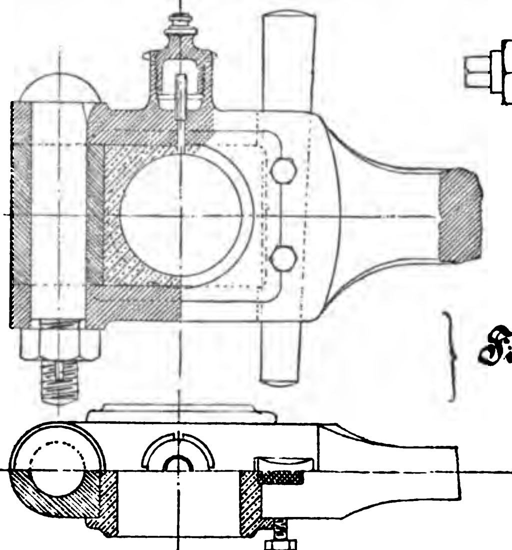


Fig. 4

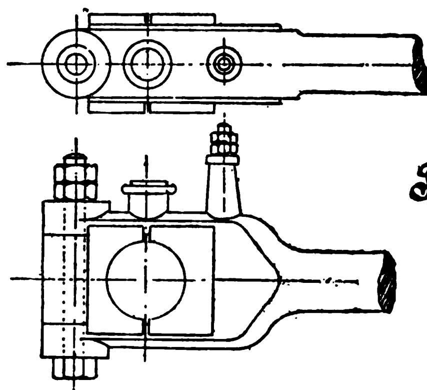
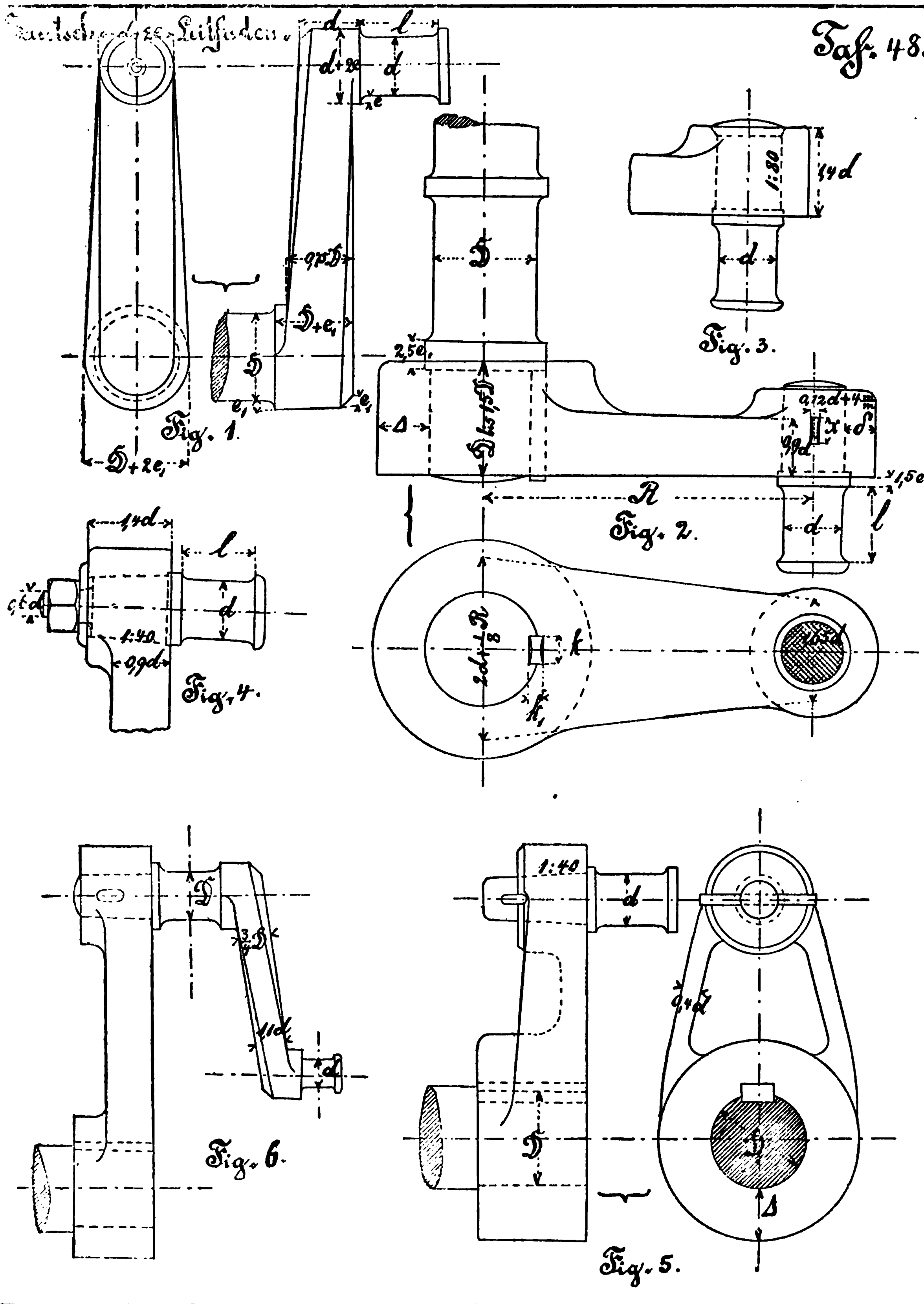
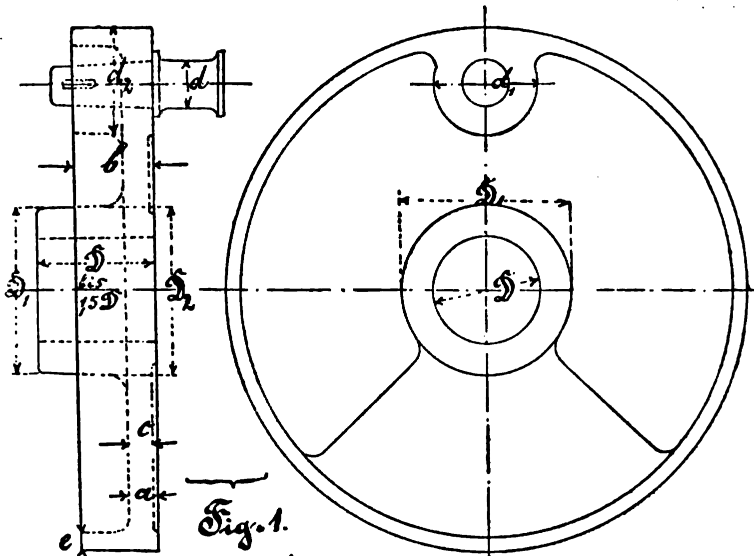


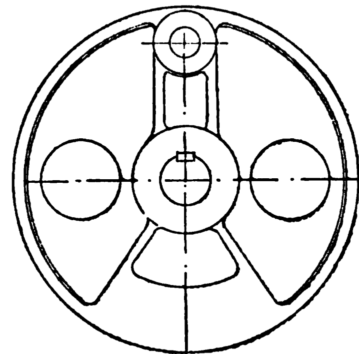
Fig. 5.

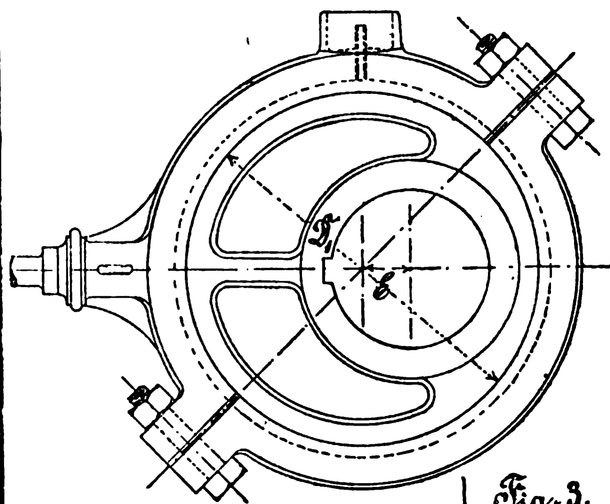


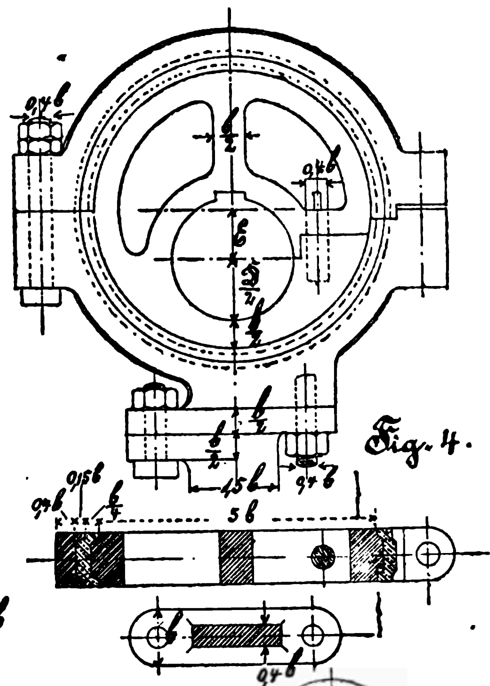


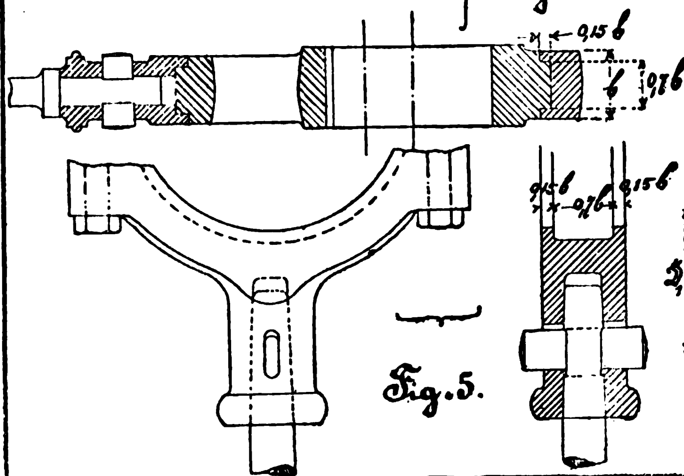
Taf. 48.
Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 6.

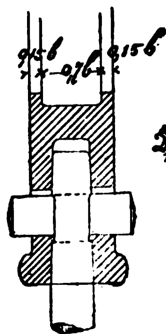

Fig. 1.

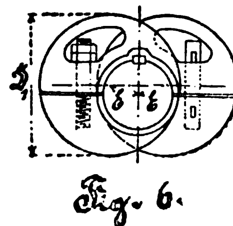

Fig. 2.


Fig. 3.


Fig. 4.


Fig. 5.




Fig. 6.

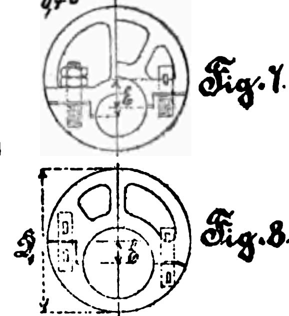
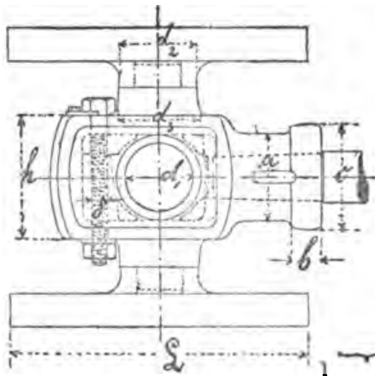
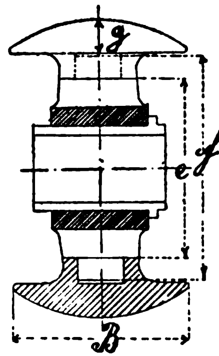
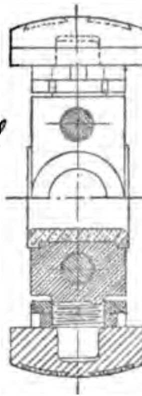
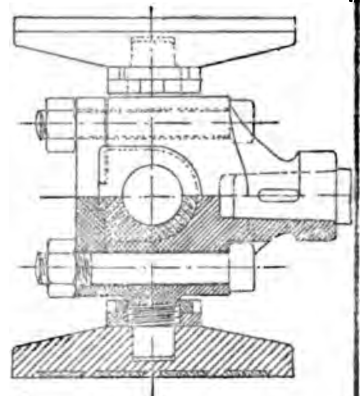

Fig. 7.

Fig. 8.









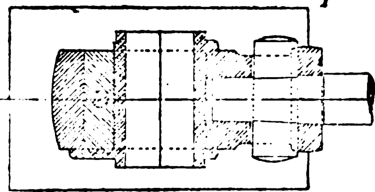


Fig. 1.

Fig. 2.

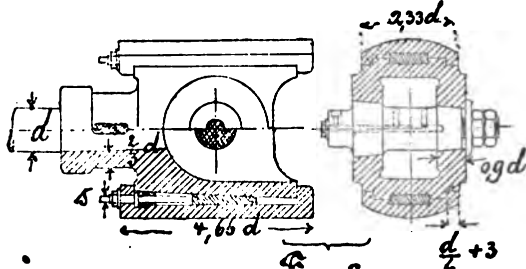
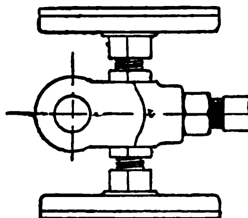
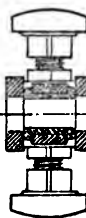


Fig. 3.





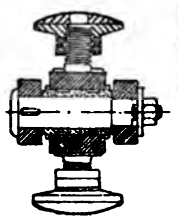


Fig. 4.

Fig. 5.

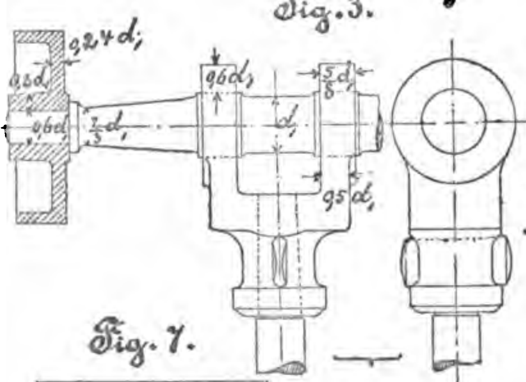


Fig. 7.

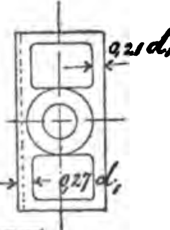


Fig. 8.

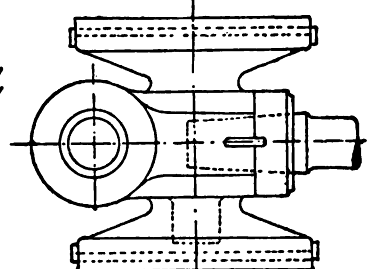
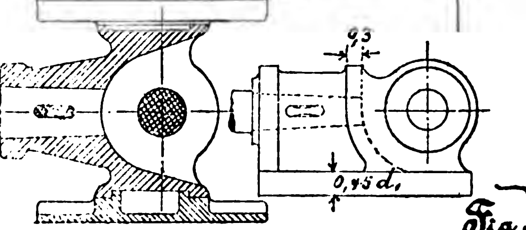


Fig. 6.



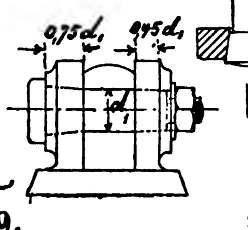
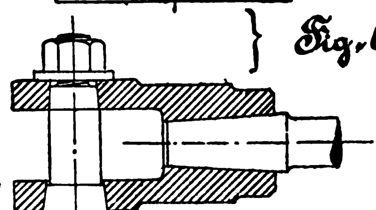


Fig. 9.



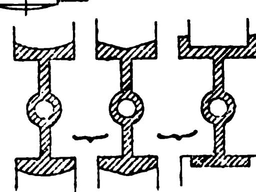
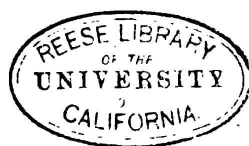


Fig. 10.



ash
5bh



